

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut Dopravy

Dynamické vlastnosti Formule SAE

Dynamic Characteristics of Formula SAE

Student:

Bc. Jiří Galvas

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání diplomové práce

Student:

**Bc. Jiří Galvas**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace:

20 Silniční doprava

Téma:

**Dynamické vlastnosti Formule SAE**  
**Dynamic Characteristics of Formula SAE**

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Výpočet dynamických charakteristik formule SAE a tvorba SW nástroje
4. Optimalizace stálého převodu
5. Zhodnocení a doporučení
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7  
Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: Brno: VUT Brno. 1989. ISBN 80-214-0038-2  
Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Poděkování:**

Rád bych poděkoval vedoucímu této diplomové práce Ing. Michalu Richtářovi, který mě vždy dokázal nasměrovat tím správným směrem a poskytnout mi cenné rady a odborný úsudek. Také bych rád poděkoval celému týmu Formule student na naší škole, za odborné rady a konzultace a na závěr i své rodině, která mě vždy správně motivovala a poskytla mi drahocenné rady nejen při psaní této diplomové práce.

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Galvas

Adresa trvalého pobytu autora práce: Werichova 23, 779 00 Olomouc

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

GALVAS, J. *Dynamické vlastnosti Formule SAE: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 71 s. Vedoucí práce: Ing. Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá výpočtem dynamických charakteristik studentské Formule. V této práci se zabývám výpočtem a grafickým znázorněním dynamických charakteristik, návrhem, výpočtem a kontrolou stálého převodu na zadní nápravu formule a tvorbou softwarového nástroje pro automatický výpočet charakteristik a generování grafů.

## **ANNOTATION OF THESIS**

GALVAS, J. *Dynamic Characteristics of Formula SAE : Diploma thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2014, 71p. Thesis head: Richář, M.

This thesis deals with the calculation of dynamic characteristics of the Formula Student. In this work deals with the calculation and graphical representation of dynamic characteristics, design, evaluation and control of the final drive to the rear axle formula and the creation of a software tool for the automatic calculation of characteristics and generate graphs.

## Obsah

0	Úvod .....	11
1	Formula SAE .....	12
1.1	Soutěžní disciplíny .....	12
1.1.1	Statické disciplíny .....	12
1.1.2	Dynamické disciplíny .....	13
1.2	Pravidla soutěže.....	14
2	Teoretický rozbor problému .....	17
2.1	Jednotlivé součásti.....	17
2.1.1	Motor.....	17
2.1.2	Převodovka .....	18
2.1.3	Spojka .....	20
2.1.4	Diferenciál.....	21
2.1.5	Stálý převod .....	23
2.1.6	Pneumatiky .....	25
3	Výpočet dynamických vlastností .....	27
3.1	Poloměr valení kola $r_k$ .....	27
3.2	Maximální dosažitelná rychlost na jednotlivých převodových stupních $v_{max}$ ....	28
3.3	Hnací síla $F_k$ .....	29
3.4	Součinitel vlivu rotujících hmot $\delta$ .....	30
3.5	Zrychlení formule $a$ .....	32
3.6	Grafy z vypočtených hodnot .....	33
3.6.1	Průběh hnací síly $F_k$ .....	33
3.6.2	Pilový diagram .....	34
3.6.3	Průběh zrychlení $a$ .....	35
3.7	Tvorba SW nástroje.....	36

3.7.1	Zadání .....	36
3.7.2	Vstupní hodnoty pro výpočet .....	37
3.7.3	Ovládací prvky .....	38
3.7.4	Výpočet .....	39
3.7.5	Grafy .....	40
3.7.6	Kontrola .....	40
3.7.7	Validace SW nástroje .....	42
4	Optimalizace stálého převodu .....	44
4.1	Výpočet převodového poměru stálého převodu .....	44
4.2	Pevnostní výpočet řetězu .....	46
4.2.1	Stanovení maximálního momentu na rozetě $M_f$ .....	46
4.2.2	Specifikace řetězu .....	47
4.2.3	Součinitel pro výpočet délky řetězu $c$ .....	49
4.2.4	Stanovení počtu článků $X$ a délky řetězu $a$ .....	49
4.2.5	Výpočet přesné osové vzdálenosti pastorku a rozety $a$ .....	50
4.2.6	Výpočet maximální tažné síly na rozetě $F_T$ .....	51
4.2.7	Výpočet odstředivé síly na řetězovém kole $F_o$ .....	52
4.2.8	Celková síla působící v řetězu $F_c$ .....	52
4.2.9	Stanovení statického bezpečnostního koeficientu $\gamma_{stat}$ .....	52
4.2.10	Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu $\gamma_{dyn}$ .....	53
4.3	Návrh rozety .....	54
4.3.1	Průměr roztečné kružnice rozety $d_t$ .....	54
4.3.2	Průměr patní kružnice $d_f$ .....	55
4.3.3	Poloměr dna zubní mezery $R_1$ .....	55
4.3.4	Poloměr přechodové kružnice $R_2$ .....	55
4.3.5	Vzdálenost mezi středy poloměrů dna zubu $u$ .....	55



4.3.6	Průměr hlavové kružnice $d_a$ .....	55
4.3.7	Vzdálenost mezi dnem a přechodem $h$ .....	56
4.3.8	Úhel boku zubu $\alpha$ .....	56
4.3.9	Největší průměr věnce kola $d_g$ .....	56
4.3.10	Poloměru zaoblení zubu $r_3$ .....	57
4.3.11	Hodnota zaoblení zubu $c$ .....	57
4.3.12	Šířka zubu řetězového kola $b_1$ .....	57
4.4	Upevnění rozety .....	57
4.5	3D model rozety .....	58
4.6	Materiál rozety .....	59
5	Zhodnocení a doporučení .....	60
6	Závěr .....	62
7	Seznam literatury .....	63
8	Přílohy .....	65
8.1	Příloha č. 1 – výpočty parametrů formule pro jednotlivé rychlostní stupně .....	65
8.2	Příloha č. 2 - Tabulka pro Pilový diagram .....	71

## Seznam použitých symbolů a zkratek

<b>Formula SAE</b>	(Society of Automotive Engineers) označení organizace pořádající závody studentských formulí
<b>MS Office Excel</b>	(Microsoft Office Excel) Název programu pro tvorbu softwarového nástroje.
<b>SW</b>	(Software) označení počítačového programu
<b>FZ6</b>	modelové značení motocyklu značky Yamaha
<b>DOHC</b>	(Double Over Head Camshaft) 2 vačkové hřídele uložené v hlavě válce
<b>TORSEN</b>	(Torque Sensitive) označení speciálního typu diferenciálu
<b>SLICKS</b>	Označení hladkých pneumatik bez vzorku pro jízdu na suché trati
<b>WETS</b>	Označení pneumatik se speciálním vzorkem pro jízdu na mokré trati
<b>MPI</b>	(Multi-Point Injection) systém vícebodového vstřikování paliva
<b>TSI</b>	(turbocharged stratified injection) přeplňovaný motor s přímým vstřikováním paliva
<b>D. I. D.</b>	(DAIDO) Japonský výrobce válečkových řetězů

## 0 Úvod

Úkolem této diplomové práce je výpočet dynamických vlastností Formule SAE a jeho následné zjednodušení pomocí vytvořeného softwarového nástroje v programu MS Office EXCEL. Výpočet dynamických vlastností bude prováděn na základně již hotových konstrukčních opatření během samotného vývoje Formule.

V první části této práce – teoretický rozbor problému se seznámíme s pravidly, požadavky a omezeními nutnými pro stavbu Formule ale i pro samotné následující výpočty v této diplomové práci. Následující část diplomové práce bude obsahovat podrobný výpočet jednotlivých technických a dynamických parametrů námi konstruované Formule a následně naprogramování všech výpočtů do softwarového nástroje v prostředí programu Microsoft Office Excel. Další část bude obsahovat návrh a optimalizaci stálého převodu mezi motorem a diferenciálem, při jeho návrhu bude zohledněn jak možný dopad na zrychlení Formule, tak i možnosti maximální rychlosti. Následovat bude samotné zhodnocení vypočítaných dynamických charakteristik, vytvořeného softwarového nástroje i zhodnocení navrženého stálého převodu.



*Obrázek 1: Koncept Formule SAE stavěný na naší škole [6]*

# 1 Formula SAE

Formula SAE (Society of Automotive Engineers) je konstrukční soutěž pro týmy studentů vysokých škol. Počátky této soutěže se datují od roku 1978, kdy původní název soutěže byl SAE Mini Indy, a konala se na universitě v Houstonu. V roce 1998 však vznikla evropská podoba této soutěže s názvem Formula Student. Této soutěže se v dnešní době účastní i naše univerzita, která nyní vyvíjí svůj první prototyp naší studentské formule.

Zadání je realizováno fiktivní výrobní firmou, která si přes fiktivní výběrové řízení sežene konstrukční tým studentů, kteří budou pro ní konstruovat a navrhovat závodní automobil. Vyráběný prototyp automobilu musí být levný, spolehlivý, s jednoduchou údržbou a hlavně vysokou konkurenceschopností. U navržené formule však nestačí jen, aby jezdila, ale musí také dobře vypadat, protože se hodnotí i estetická stránka vozu. Pro stavbu vozu musí být použito co nejvíce běžně dostupných součástí, takže nesmí být ani příliš drahý. Produkční plán pro výrobu bude 1000 vozů za 1 rok. Týmy studentů mají za úkol svůj vyvinutý prototyp závodního vozu prezentovat jedním plně funkčním prototypem. A po otestování se pak nejlepší studentský návrh dočká výroby.

Vítězný tým každého závodu se určuje dle získaných bodů v jednotlivých závodních disciplínách. Hodnotí se nejen rychlost vozu, ale také bezpečnost, spolehlivost, ovladatelnost nebo také navržený marketingový plán s prezentací pro případnou výrobu a prodej vozu. Takže postavení nejrychlejší formule ještě neznamená jisté vítězství.

## 1.1 Soutěžní disciplíny

Soutěží se vždy na okruzích a místech k závodům určeným. Vozidla proti sobě bojují v statických i dynamických disciplínách, které jsou všechny bodově ohodnoceny, maximální možný výsledek v součtu pro jeden tým za všechny disciplíny je 1000 bodů.

### 1.1.1 Statické disciplíny

1.1.1.1. Engineering Design – Konstrukce vozu. V této části hodnotí porota složená z odborníků jednotlivé konstrukční řešení, technickou kvalitu a provedení a v neposlední řadě také vzhled vozu. Maximálně je možné získat 150 bodů.

1.1.1.2. Cost Report – Analýza nákladů. Probíhá kontrola vynaložených finančních prostředků použitých na výrobu prototypu a jejich obhájení před porotou. Je možné získat až 100 bodů.

- 1.1.1.3. Presentation – Presentace. Zde se prezentuje a předvádí marketingový plán, který ukáže jak je schopen tým obhájit a prodat svůj navržený závodní vůz. Maximální hodnocení činí 75 bodů.

## **1.1.2 Dynamické disciplíny**

### **1.1.2.1. Bezpečnostní testy**

Aby mohl závodní vůz nastoupit do dynamických zkoušek na závodním okruhu, je nutné splnit následující bezpečnostní testy a to:

- Technical & Safety Scrutineering – technická a bezpečnostní přejímka
- Till Test – náklonová zkouška
- Brake & Noise Test – zkouška brzd a produkovaného hluku

- 1.1.2.2. Acceleration – Zrychlení. Jedná se o zkoušku zrychlení formule s pevným startem na vzdálenost 75 metrů. Hodnotí se nejen zrychlení, ale také řiditelnost nebo schopnost přenosu hnací síly formule přes zadní pneumatiky na vozovku. Maximální počet bodů získaných touto zkouškou je 75 bodů.

- 1.1.2.3. Ski Pad – Osmička. V této disciplíně jezdí formule po trati tvaru čísla 8, hodnotí se čas, za který danou trať vůz ujede. Slouží k zhodnocení kvality podvozku. Je možné získat až 50 bodů.

- 1.1.2.4. Autocross – Autokros. Jízda po úzké trati, kde se hodnotí ovladatelnost, zrychlení i brzdění vozu. Na základě výsledku se formule může kvalifikovat do hlavního vytrvalostního závodu. Možnost zisku až 150 bodů.

- 1.1.2.5. Efficiency – Spotřeba. Hodnotí se spotřeba pohonných hmot formulí. V této disciplíně je možno získat až 100 bodů.

- 1.1.2.6. Endurance – Vytrvalostní závod. Jedná se o hlavní vytrvalostní závod, při kterém se prověří všechny systémy vozu. Závod se jede na okruhu délky 22 km, v polovině závodu se musí vystřídat jezdci. Maximální počet bodů, které je možné ve vytrvalostním závodě získat je 300 bodů.

## 1.2 Pravidla soutěže

Vzhledem k rozsáhlosti pravidel formule SAE zde uvedu jen jejich nejdůležitější části, protože největší část pravidel se týká bezpečnosti formule, kterou ale ve své diplomové práci řešit nebudu. Co se týče pravidel pro pohon formule, tak jsou pravidla velice málo omezená a tudíž dává konstrukčním týmům relativně velkou volnost použití motorů, převodovky nebo volbu stálého převodu.

### 1.2.1. Motor

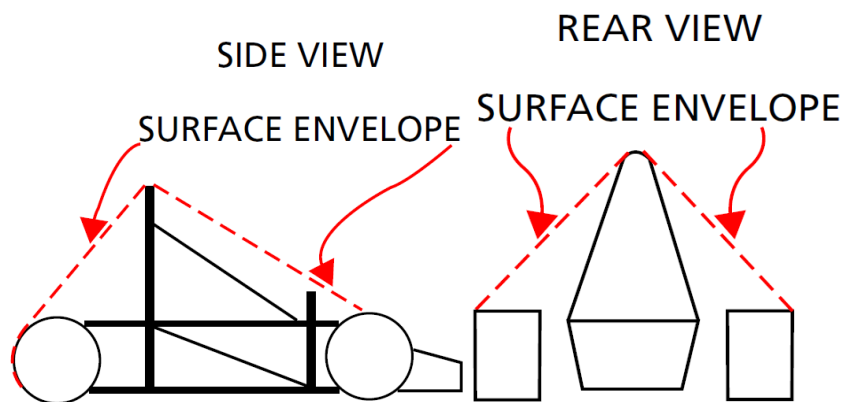
Pro pohon formule musí být použit pístový, čtyřtákní motor, jehož chod se řídí Ottovým oběhem (Ottovým cyklem). Maximální zdvihový objem = 610 ccm na 1 otáčku. Hybridní pohonné jednotky, které používají elektromotory napájené z baterií jsou zakázány. V případě použití více jak jednoho motoru musí být splněno, že celkový objem obou motorů je maximálně 610 ccm, může být použit pouze jeden restriktor (omezovač proudění vzduchu) pro přívod vzduchu do obou motorů. Počet válců není omezen.

### 1.2.2. Startér

Vůz musí být vybavený startérem, který je součástí vozidla a musí umožňovat nastartování motoru za všech okolností. Roztlačování nebo externí startér je také zakázán.

### 1.2.3. Sání vzduchu, restriktor

Všechny části motoru včetně sání vzduchu a palivové soustavy musí být uvnitř oblasti ohraničené na následujícím obrázku.



Obrázek 2: Pravidla FSAE [7]

Sací potrubí motoru musí být bezpečně spojeno s blokem nebo hlavou motoru mechanickými upevňovacími prvky (šrouby,...). Je zakázáno používat hadicové spony, plastové pásky nebo dráty.

Sání – restriktor. Aby se omezilo sání vzduchu motoru, je nutné použít restriktor, ten má povolené rozměry:

- 20,0 mm (0,7874 palce) pro benzínové motory
- 19,00 mm (0,7980 palce) pro motory na ethanol

Musí být umístěn tak, aby bylo možné jeho rozměry zkontrolovat.

#### 1.2.4. Karburátor / Škrťící klapka

Karburátor / těleso škrťící klapky může mít libovolnou velikost i konstrukční provedení. Ovládání škrťící klapky však musí být mechanické – je zakázané použití elektronické škrťící klapky (tzv.: throttle-by-wire). Škrťící klapka musí mít minimálně 2 vratné pružiny, aby v případě poruchy mohlo dojít k vrácení do uzavřené polohy. Snímače polohy škrťící klapky nejsou povoleny.

Táhlo plynového pedálu musí být umístěno nejméně 50,88 mm (2 palce) od jakéhokoliv dílu výfukového potrubí. Zároveň musí být lanko plynu vedeno tak, aby se zabránilo jakékoliv možnosti zalomení nebo ohnutí například nohou řidiče. Pokud je v okolí jakýkoliv mechanismus, musí být táhlo plynu zakryté, aby se zabránilo uvíznutí nebo poškození.

#### 1.2.5. Palivové potrubí

Nesmí být použité plastové potrubí. Gumové hadice jsou povoleny, ale pouze se speciálním typem upevnění a musí být pevně spojeny s motorem nebo s vozidlem. Veškeré palivové potrubí musí být chráněno před možným poškozením, například při nehodě.

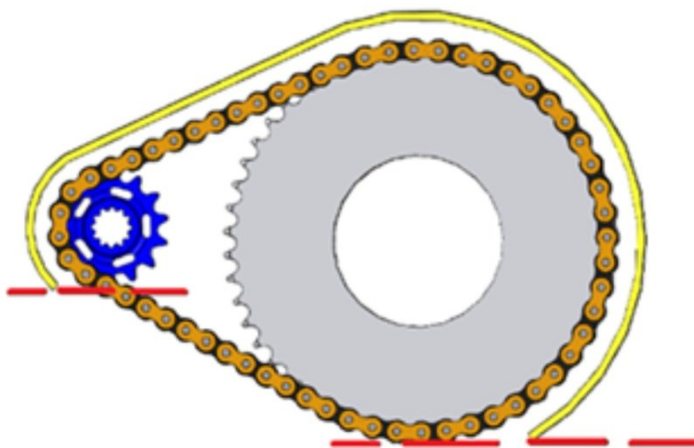
#### 1.2.6. Turbodmychadla a kompresory

Turbodmychadla a dmychadla jsou povoleny pouze v případě, že jsou na motorech, které je neměly z výroby. Pokud je použit motor, který má kompresor nebo turbodmychadlo z výroby, nesmí tím být osazen. Nasávaný vzduch může být chlazen mezichladičem, avšak k odvodu tepla může být použit pouze okolní

vzduch. Mezichladič nasávaného vzduchu může být typu vzduch - vzduch nebo voda-vzduch.

#### 1.2.7. Ochranné kryty převodů

V pravidlech se také zmiňuje nutnost ochranných krytů převodů. Ochranný kryt sekundárního převodu musí být dle vyznačených míst na obrázku z pravidel č. 3. Pravidla FSAE. Kryt nesmí být vyroben z perforovaného materiálu a jeho šířka musí být minimálně trojnásobek šířky řetězu. Jeho střed musí být na ose řetězového převodu a kryt musí držet za všech okolností na svém místě.



*Obrázek 3: Pravidla FSAE [7]*



## 2 Teoretický rozbor problému

### 2.1 Jednotlivé součásti

#### 2.1.1 Motor

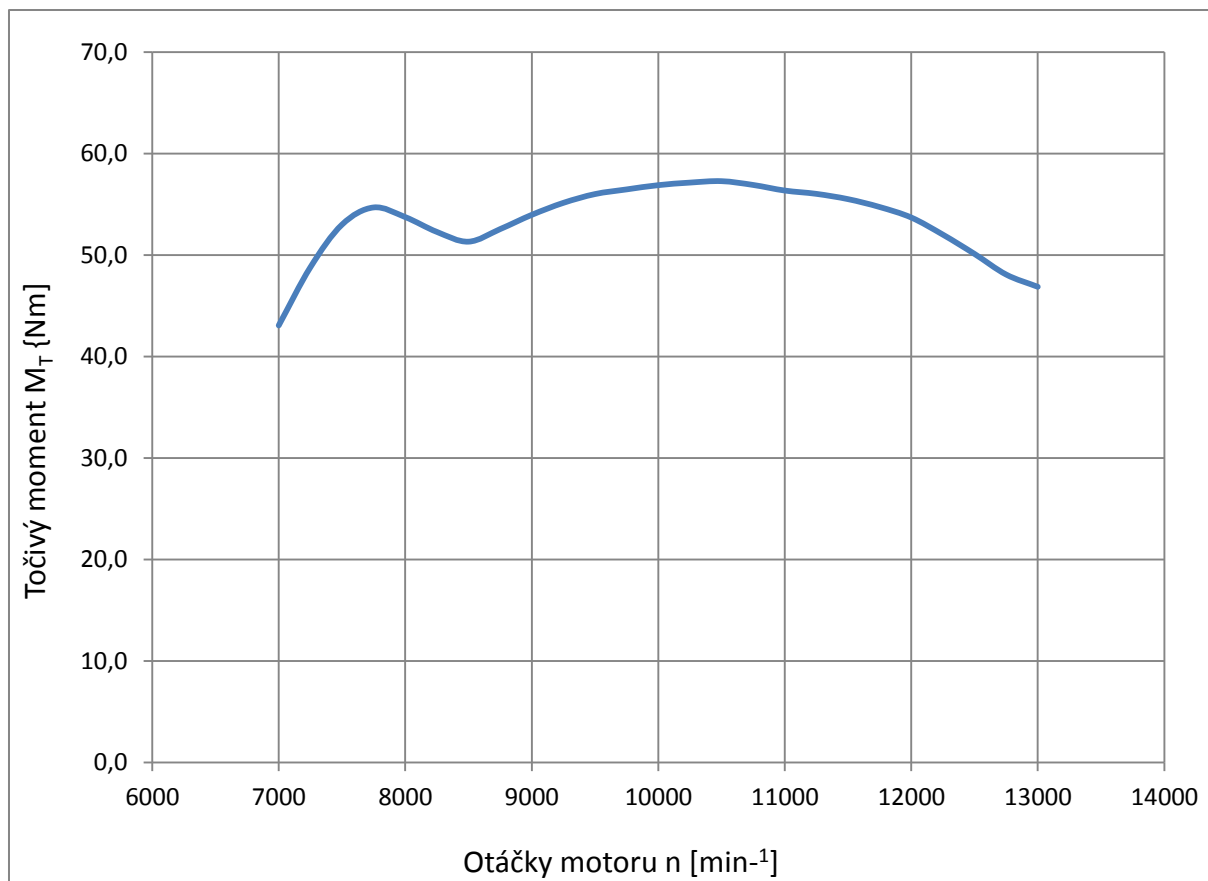
Formuli bude pohánět motocyklový motor značky Yamaha FZ6 z motocyklu rok výroby 2004 a se zdvihovým objemem 599 [cm<sup>3</sup>]. Jedná se o vodou chlazený, řadový 4 – válcový motor s rozvodem DOHC. Konstrukce motoru je se 4 ventily na válec (celkem 16 ventilů). Kompresní poměr motoru je 12,1:1. Vrtání je 65,5 [mm] a zdvih 44,5 [mm]. Motor má vícebodové vstřikování paliva, průměr těla škrtkové klapky je 36 [mm].

Jako palivo se používá bezolovnatý benzín s minimálním oktanovým číslem 91.



*Obrázek 4: Obrázek motoru Yamaha FZ6 [8]*

Momentová charakteristika je uvedena v následujícím grafu – Obrázek 5: Momentová charakteristika motoru FZ6. Je v něm znázorněn točivý moment motoru v závislosti na otáčkách. Pro zjednodušení je uveden pouze pro rozsah otáček 7000 [min<sup>-1</sup>] až 13 000 [min<sup>-1</sup>], což bude nejpoužívanější oblast během závodů.



*Obrázek 5: Momentová charakteristika motoru FZ6*

## 2.1.2 Převodovka

### 2.1.1.1. Funkce převodovky

Jedná se o mechanický převod, dochází zde ke změně úhlové rychlosti a točivého momentu vstupní hřídele od výstupní – umožňuje nám změnu převodového poměru.

### 2.1.1.2. Druhy převodovek

- Podle způsobu změny převodového poměru
  - stupňové
  - plynulé
- Podle druhu převodu
  - s ozubenými koly
  - třecí
  - řemenové

- řetězové
- hydrodynamické
- hydrostatické
- elektrické
- Podle způsobu přeměny točivého momentu
  - mechanické
  - hydrodynamické
  - hydrostatické

#### 2.1.1.3. Převodovka formule

Vzhledem k volbě motocyklového motoru Yamaha FZ6 je převodovka součástí skříně motoru, a tudíž jsou jednotlivé převodové poměry pevně dány bez možnosti jejich změny. Převodovka obsahuje 6 rychlostních stupňů, převodové poměry na jednotlivých rychlostních stupních jsou v následující tabulce 1: Převodové poměry. Dále je také součástí motoru primární převod, který je tvořen ozubenými koly a je umístěn v bloku motoru. Tento převod spojuje klikovou hřídel se vstupní hřídelí lamelové spojky.



*Obrázek 6: Hřídele převodovky s převodovými koly motoru Yamaha FZ6 [9]*

Tabulka 1: Převodové poměry [10]

Rychlostní stupeň	Počet zubů	převodový poměr
1.	37/13	2,84615
2.	37/19	1,94737
3.	28/18	1,55556
4.	32/24	1,33333
5.	25/21	1,19048
6.	26/24	1,08333
Primární převod	86/44	1,954545

### 2.1.3 Spojka

#### 2.1.3.1. Funkce spojky

- Svým spojením slouží k přenosu momentu mezi motorem a převodovkou.
- Umožňuje přerušení toku točivého momentu mezi motorem a převodovkou
- Svým prokluzem umožňuje plynulý rozjezd (plynulé dávkování přenosu točivého momentu)
- Díky své konstrukci účinně tlumí přenos kmitů a vibrací

#### 2.1.3.2. Základní dělení spojek (podle druhu silového spojení):

- Třecí
  - pružinové
  - kotoučové
  - lamelové
  - kuželové
  - odstředivé
- Kapalinové
- Elektromagnetické

Třecí spojky jsou takové, u kterých spojení hnané a hnací části probíhá díky tření mezi těmito částmi. Třecí části spojky jsou k sobě přitlačovány působením pružiny, nebo odstředivou silou.

Elektromagnetické spojky jsou principiálně stejné jako třecí spojky, avšak už nevyvozuje sílu pružina nebo odstředivá síla, ale elektromagnetická síla vyvozená cívkou uloženou v těle setrvačníku.

Kapalinová spojka je hydrodynamický pohon, kde se výkon přenáší pouze působením kapaliny v uzavřeném obvodu. Její výhodou je přenos výkonu bez ztráty točivého momentu.

#### 2.1.3.3. Použitá spojka ve formuli

Námi použitá spojka je třecí pružinová lamelová spojka. Spojka je již součástí skříně motoru spolu s převodovkou. Nachází se na boku skříně motoru, jedná se o mokrou, více lamelovou spojku s olejovou náplní a šesti axiálními pružinami. Spojka je složena z 8 třecích kotoučů, které jsou proloženy sedmi ocelovými kotouči.



*Obrázek 7: Spojka motoru Yamaha FZ6 [11]*

#### 2.1.4 Diferenciál

Diferenciál je typ převodového ústrojí, které pracuje na principu planetové převodovky se dvěma stupni volnosti a rozděluje hnací moment vstupního hřídele na dva jiné výstupní hřídele, které slouží k pohonu kol.

#### 2.1.4.1. Princip činnosti

Umožňuje nám díky rozdělování točivého momentu plynulé projíždění zatáček, kdy se kolo na vnitřní straně zatáčky musí otáčet pomaleji než kolo na vnější straně. Je to způsobené rozdílnou vzdáleností kol od středu otáčení. Použití diferenciálu není povinné, avšak snižuje potřebný výkon k průjezdu zatáčky, protože nedochází k prokluzu kola na vnitřní straně zatáčky. Dále zlepšuje ovladatelnost vozidla a snižuje opotřebovávání pneumatik.

#### 2.1.4.2. Základní dělení

- Podle typu převodu
  - s kuželovými koly
  - s čelními koly
- Podle provedení
  - otevřený
  - se závěrou
  - samosvorný

#### 2.1.4.3. Diferenciál formule

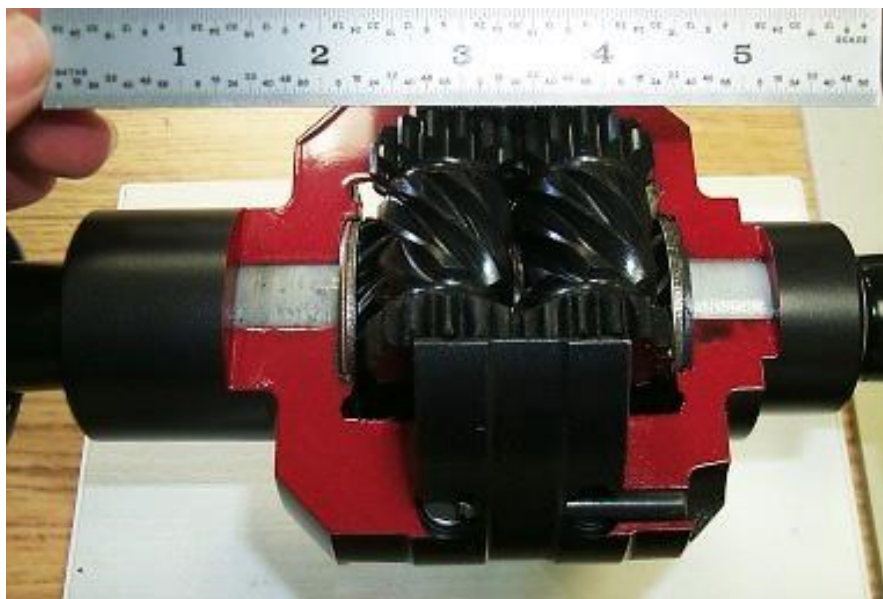
Vzhledem k charakteru formule jako závodního automobilu s vysokým požadavkem na ovladatelnost je použit diferenciál pro zadní poháněnou nápravu a to samosvorný diferenciál TORSEN 012000 University Special od výrobce JTEK Torsen North America, Inc. Jedná se o novější model dříve používaného M021-DHU. Váha diferenciálu je dle výrobce 8 [lbs.], což je po převodu na kilogramy asi 3,629 [kg]. Maximální točivý moment, který by měl diferenciál zvládnout přenést je 5200 [Nm], což bohatě pro použití na formuli stačí.

U diferenciálu je možné měnit velikost svorného účinku a to výměnou speciálních třecích podložek vyrobených z různých typů materiálu dle požadavku na velikost svorného účinku. Podložkami se mění velikost vnitřního tření planetových kol.

K diferenciálu bude potřeba nechat vyrobit obal, ve kterém bude uložen. Ten bude chránit diferenciál před vnikem nečistot a zabezpečí



požadované mazání. Dále bude třeba navrhnout upevnění rozety stálého převodu, to ovšem již není úkolem této práce.



Obrázek 8: Řez diferenciálem TORSEN 012000 University Special [12]

### 2.1.5 Stálý převod

Je převod, který přenáší točivý moment motoru z výstupní hřídele převodovky na bloku motoru do zadní části formule, kde je upevněna skříň diferenciálu. Jeho účelem je trvale zvyšovat nebo snižovat otáčky a točivý moment přiváděný k poháněné nápravě. U motocyklů je zpravidla označován jako sekundární převod a spojuje pastorek převodovky s rozetou poháněného zadního kola.

#### 2.1.5.1. Základní dělení

- Druhy převodů
  - ozubený řetěz a řetězová kola
  - ozubený řemen s ozubenými řemenicemi
  - kardanový převod (může mít 1 nebo 2 kuželová soukolí)
- Ozubený řetěz se dále dělí na:
  - pouzdrový
  - válečkový

#### 2.1.5.2. Pouzdrový řetěz

Jedná se o typ článkového řetězu, který nepotřebuje takovou míru údržby jako válečkový řetěz, protože jeho články mají mezi čepy a objímkami náplň speciálního maziva, které je po stranách uzavřené těsněním a to zabraňuje jeho úniku. Nevýhodou tohoto řetězu je však nemožnost pracovat za vysokých teplot z důvodu možného uniknutí maziva z pouzder a následného zanesení nečistotami a zničení řetězu.

#### 2.1.5.3. Válečkový řetěz

Výhoda válečkového řetězu je oproti pouzdrovému v tom, že má na jednotlivých člancích otočné válečky, které značně snižují tření, avšak zase více trpí na nečistoty, které se na něj usazují a zvyšují odpor proti jeho pohybu.

#### 2.1.5.4. Ozubený řemen

Používá se hlavně kvůli velice nízké hmotnosti, relativní tichosti a nenutnosti mazání. Ozubené řemeny mají nenáročnou údržbu a ani nepotřebují velké napínací síly.

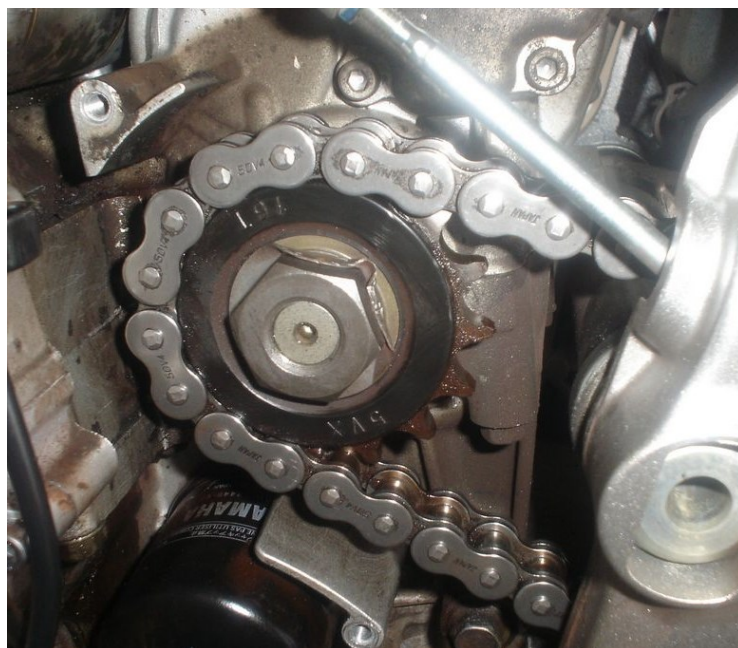
#### 2.1.5.5. Kardanový převod

Také označovaný jako převod kloubovým hřídelem. Tento převod je na rozdíl od předchozích uložený v ochranném pouzdře, které brání vniku nečistot. Bohužel se jedná také o nejnáročnější typ stálého převodu na konstrukci i na výrobu a tudíž je i nejdražší. Velkou nevýhodou je také vysoká hmotnost. Výhodou je naopak bezúdržbovost v porovnání s předchozími typy stálého převodu.

#### 2.1.5.6. Stálý převod formule

Stálý převod použitý k pohonu zadní nápravy formule je řetězový, o jeho volbě a velikosti převodu bude pojednávat jedna z následujících kapitol.





*Obrázek 9: Pastorek s válečkovým řetězem FZ6 [13]*

## 2.1.6 Pneumatiky

Pneumatika zajišťuje přenos sil mezi kolem a vozovkou a díky své konstrukci plní také funkci primárního vypružení. Dříve pneumatika obsahovala plášť a vložku, v dnešní době se však už používají jen bezdušové pláště nasazené přímo na ráfek nebo disk. Je plněna nejčastěji vzduchem, dusíkem nebo jiným plynem.

### 2.1.6.1. Základní dělení pneumatik dle konstrukce:

- Radiální
- Diagonální
- Kombinace dvou předchozích

### 2.1.6.2. Pneumatiky formule

Pro formuli budeme potřebovat 2 typy pneumatik a to hladké pneumatiky „slicks“ a pneumatiky do deště označované jako „wets“. Hladké pneumatiky bez vzorku budeme používat Hoosier Road Racing Slick, rozměry 20.5x7.0-13 C2500 R25B (Označení R25B značí velmi měkké pneumatiky). Pneumatiky jsou shodné pro přední i zadní nápravu. Disky pro pneumatiky jsou značky O. Z. Racing, jedná se o disky

z hliníkové slitiny pro snížení neodpružené hmoty. Hmotnost každého disku je pouze 3,2 [kg] a spolu s pneumatikou, která váží 3,1 [kg] tvoří velmi lehký celek o celkové hmotnosti 6,3 [kg] na 1 kolo.



Obrázek 10: Disk s pneumatikou použit při stavbě formule SAE

Podrobnější rozměry jsou uvedeny na následujícím obrázku výrobce pneumatik Hoosier:



Hoosier Road Racing Slicks

Tire Size	Item Number	Application	Tread Width	Approx Diameter	Approx Circ	Recommended Rim	Measured Rim	Section Width	Compounds	Price
18.0x6.0-10 C2000	43101	F500	6.2	18.1	57	6	6	8.1	R25B, R35A	\$163
18.0x7.5-10	43105	F500	7.5	18.3	57.5	8	8	9.5	R25B, R35A	\$178
19.5x6.5-10	43110	F500	6.5	19.4	61	6	6	8.2	R25B	\$161
19.5x7.5-10	43120	F500	7.5	19.5	61.2	8	8	9.5	R25B	\$174
20.5x6.0-13 C2500	43128	FF	6	21	66	5.5	5.5	7	R25B, R35A	\$207
20.0x6.0-13	43130	CF	6	20.7	65	5.5	5.5	7	R60A	\$139
20.5x7.0-13 C2500	43162	FC, FM, DSR, S2000	6.75	21	66.2	6-8	6	8	R25B, R35A, R45B	\$207

Obrázek 11: Tabulka rozměrů pneumatik [14]

### 3 Výpočet dynamických vlastností

#### 3.1 Poloměr valení kola $r_k$

Poloměr valení  $r_k$  [mm] jsem zjistil ze zvolených pneumatik, výrobce uvádí na štítku pneumatiky toto označení:



Obrázek 12: Štítek na pneumatice formule

Výrobce na svých www stránkách uvádí podrobné informace k pneumatice a mezi nimi i její průměr. Obrázek tabulky s jednotlivými parametry pneumatik jsem uvedl v 2.1.6.2 - obrázek 11: Tabulka rozměrů pneumatik. Dle této tabulky činí průměr pneumatiky 21 ["]. Provedeme tedy pouze jednoduchý převod na [mm] a spočítáme poloměr valení  $r_k$  [mm] dle následujícího vzorce:

$$r_k = \frac{d_{pp} \cdot p}{2} \text{ [mm]} \quad (1)$$

Kde:  $d_{pp}$  průměr pneumatiky v palcích ["]

$p$  koeficient pro převod palců na milimetry -  $1["] = 25,4 \text{ [mm]}$

$$r_k = \frac{21 \cdot 25,4}{2} = 266,7 \text{ [mm]} \quad (1.1)$$

Jakmile známe poloměr valení kola  $r_k$ , spočítáme obvod kola  $O_k$  [m] dle následujícího vzorce:

$$O_k = 2 \cdot \pi \cdot r_k \text{ [mm]} \quad (2)$$

Kde:  $O_k$  obvod kola [m]

$\pi$  Ludolfovo číslo [–]

$r_k$  poloměr valení [mm]

$$O_k = 2 \cdot \pi \cdot 266,7 = 1675,73 [\text{mm}] \approx 1,676 [\text{m}] \quad (2.1)$$

### 3.2 Maximální dosažitelná rychlost na jednotlivých převodových stupních $v_{\max}$

Maximální rychlost formule stanovíme na základě maximálních otáček motoru, zařazeném převodovém stupni, stálém převodu mezi převodovkou a diferenciálem a obvodu hnacích kol. Protože všechny potřebné hodnoty pro výpočet známe, můžeme tedy vypočítat maximální dosažitelnou rychlost dle následujícího vzorce:

$$v_{\max} = n_{SM} \cdot \frac{1}{i_p} \cdot \frac{1}{i_o} \cdot \frac{1}{i_{pr}} \cdot O_k [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

Kde:  $v_{\max}$  maximální dosažitelná rychlost [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$n_{SM}$  otáčky spalovacího motoru [ $\text{s}^{-1}$ ]

$i_p$  převodový poměr převodovky [–]

$i_{pr}$  primární převodový poměr [–]

$i_o$  stálý převod [–]

$O_k$  obvod kola [m]

Uvedu zde výpočet pouze pro první a poslední rychlostní stupeň, tabulky s výsledky maximální rychlosti pro ostatní rychlostní stupně převodovky budou uvedeny v kapitole číslo 7., pod označením příloha číslo 1. Do výše uvedeného vzorce tedy postupně dosadím otáčky spalovacího motoru = 12 500 otáček za 1 minutu ( $12500 [\text{min}^{-1}] = 208,333 [\text{s}^{-1}]$ ). Převodový poměr je pro I. rychlostního stupeň  $i_{pI} = 2,846$  [–] a VI. rychlost má hodnotu převodového poměru  $i_{pVI} = 1,083$  [–]. Stálý řetězový převod má hodnotu  $i_o = 0,286$  [–] a primární převodový poměr mezi klikovou hřídelí a spojkou je  $i_{pr} = 1,955$  [–]. Obvod kola jsem již spočítal dříve, má hodnotu  $o_k = 1,676$  [m].

$$v_{max_I} = 208,333 \cdot \frac{1}{2,846} \cdot 0,286 \cdot \frac{1}{1,955} \cdot 1,676 = 17,948 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.1)$$

$$v_{max_{VI}} = 208,333 \cdot \frac{1}{1,083} \cdot 0,286 \cdot \frac{1}{1,955} \cdot 1,676 = 47,156 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.2)$$

### 3.3 Hnací síla $F_k$

Hnací síla  $F_k$  [N] je taková síla, kterou je schopna formule vyvinout při určitém zařazeném rychlostním stupni na převodovce a při daných otáčkách spalovacího motoru. Hodnota také závisí na maximální velikosti točivého momentu motoru. Hnací sílu vypočítáme dle vzorce:

$$F_k = \frac{M_T \cdot i_p \cdot i_o \cdot \mu}{r_k} [\text{N}] \quad (4)$$

Kde:	$F_k$	hnací síla [N]
	$M_T$	točivý moment motoru [Nm]
	$i_p$	převodový poměr převodovky [-]
	$i_o$	stálý převod [-]
	$i_{pr}$	primární převodový poměr [-]
	$\mu$	účinnost celého převodového ústrojí [-]
	$r_k$	poloměr kola[m]

Uvádím zde ukázkou výpočtu hnací síly  $F_k$  [N] pro otáčky motoru = 10500 [ $\text{min}^{-1}$ ]. Tyto otáčky jsem zvolil, protože má motor dle momentové charakteristiky při nich nejvyšší točivý moment. Graf momentové charakteristiky jsem uvedl již v bodě 2.1.1 Motor, obrázek č. 5: Momentová charakteristika motoru Yamaha FZ6, této diplomové práce. Z grafu vyplývá, že nejvyšší kroutící moment má hodnotu 57,3 [Nm]. Pro ukázkou zde uvedu výpočet pro I. a VI. rychlostní stupeň, výsledky hnací síly pro ostatní rychlostní stupně budou uvedeny v tabulce v příloze č. 1 – výpočty parametrů formule pro jednotlivé rychlostní stupně.

Pro výpočet ještě potřebujeme znát hodnotu převodového poměru pro I. a VI. rychlostní stupně,  $i_{pI} = 2,846$  [-] a  $i_{pVI} = 1,083$  [-], dále hodnotu primárního převodu a

stálého převodu:  $i_{pr} = 1,955 [-]$  a  $i_o = 0,286 [-]$ . Účinnost převodovky budeme uvažovat 89%, tj.:  $\mu = 0,89 [-]$  a poloměr valení kola  $r_k = 0,267 [m]$ .

$$F_{k_I} = \frac{57,3 \cdot \frac{1}{2,846} \cdot \frac{1}{1,955} \cdot 0,286 \cdot 0,89}{0,267} = 3745,098 [N] \quad (4.1)$$

$$F_{k_{VI}} = \frac{57,3 \cdot \frac{1}{1,083} \cdot \frac{1}{1,955} \cdot 0,286 \cdot 0,89}{0,267} = 1414,815 [N] \quad (4.2)$$

### 3.4 Součinitel vlivu rotujících hmot $\delta$

K výpočtu součinitele vlivu rotujících  $\delta [-]$  hmot je nutno nejdříve zjistit hodnotu momentu setrvačnosti motoru  $J_m [kg \cdot m^2]$  a také moment setrvačnosti kol  $J_k [kg \cdot m^2]$ . Jakmile budeme znát všechny potřebné hodnoty, provedu výpočet dle vzorce z literatury [1]:

$$\delta = 1 + \frac{J_m \cdot (i_p \cdot i_{pr} \cdot i_o)^2 \cdot \mu + \sum J_k}{m \cdot r_k} [-] \quad (5)$$

Kde:	$\delta$	součinitel vlivu rotujících hmot [-]
	$J_m$	moment setrvačnosti motoru $[kg \cdot m^2]$
	$i_p$	převodový poměr převodovky [-]
	$i_{pr}$	primární převodový poměr [-]
	$i_o$	stálý převod [-]
	$\mu$	účinnost celého převodového ústrojí [-]
	$J_k$	moment setrvačnosti kola $[kg \cdot m^2]$
	$m$	hmotnost vozidla [kg]
	$r_k$	poloměr kola [m]

Protože moment setrvačnosti motoru  $J_m [kg \cdot m^2]$  výrobce neuvádí, stanovím jej na základě tabulky 2: Orientační hodnoty momentů setrvačnosti.

Tabulka 2: Orientační hodnoty momentů setrvačnosti [1]

Orientační hodnoty momentů setrvačnosti $I_m$		
Druh motoru a vozidla	Zdvihová objem válců [dm <sup>3</sup> ]	$I_m$ [kgm <sup>2</sup> ]
zážehový - $M_1$ : 2 - 4 válec 4 válec	0,5 - 1,0	0,10 - 0,15 0,10 - 0,25
vznětový - $M_2, M_3, N$ : 4 válec 6 válec 6 - 12 válec	2,0 - 5,0 4,0 - 8,0 8,0 - 15,0	0,25 - 1,0 0,60 - 2,0 2,0 - 5,0
Příkl.: T 613 zážehový 8 válec	3,5	0,53

Zvolený motor bohužel není automobilový ale motocyklový, proto budu hodnoty z daného rozsahu volit na spodní hranici. Motor, který nám bude formuli pohánět je 4 válcový zážehový motor s celkovým objemem 0,6 [l] a dle tabulky tudíž leží moment setrvačnosti v rozmezí 0,10 až 0,15 [kg·m<sup>2</sup>]. Volím proto hodnotu momentu setrvačnosti  $J_m = 0,10$  [kg·m<sup>2</sup>].

Dále je nutné stanovit moment setrvačnosti kol  $J_k$  [kg·m<sup>2</sup>]. Protože máme běžná automobilová kola, budu tento moment setrvačnosti volit na základě následující tabulky:

Tabulka 3: Orientační hodnoty momentů setrvačnosti kol [1]

Příklad hodnot momentů setrvačnosti kol $I_k$		
Druh a rozměr kola	Hmotnost kola [kg]	$I_k$ [kgm <sup>2</sup> ]
radiální: 165/80 R 13 215/70 R14	17 až 20	1,36 2,1
diagonální: 11,0 - 20	116,5	15,54

Prototyp formule bude osazen 4 stejnými koly na ráfku velikosti 13 ["] s pneumatikami o rozměru 20.5x7.0-13, hmotnost disku včetně nazuté pneumatiky je 8,2 [Kg]. Vzhledem k velice nízké hmotnosti volím hodnotu momentu setrvačnosti kola  $J_k = 0,8$  [kg·m<sup>2</sup>] pro jedno kolo.

Všechny potřebné hodnoty pro výpočet součinitele vlivu rotujících hmot známe, můžeme přistoupit k jeho výpočtu. Ten opět zde uvedu jen pro I. a VI. rychlostní stupeň  $i_{pI} = 2,846 [-]$  a  $i_{pVI} = 1,083 [-]$ , hodnota převodového poměru primárního převodu a stálého převodu:  $i_{pr} = 1,955 [-]$  a  $i_o = 0,286 [-]$ . Účinnost celého převodového ústrojí  $\mu = 0,89 [-]$  a poloměr valení kola  $r_k = 0,267 [m]$ . Hmotnost formule je  $m = 380 [kg]$ .

$$\delta_I = 1 + \frac{0,1 \cdot (19,470)^2 \cdot 0,89 + (0,8 + 0,8 + 0,8 + 0,8)}{380 \cdot 0,267} = 1,364 [-] \quad (5.1)$$

$$\delta_{VI} = 1 + \frac{0,1 \cdot (7,411)^2 \cdot 0,89 + (0,8 + 0,8 + 0,8 + 0,8)}{380 \cdot 0,267} = 1,079 [-] \quad (5.2)$$

Tabulku s výsledky součinitele vlivu rotujících hmot pro zbývající rychlostní stupně je uvedena v příloze v závěru této práce pod označením č. 1 – výpočty parametrů formule pro jednotlivé rychlostní stupně.

### 3.5 Zrychlení formule a

Velikost zrychlení  $a [m \cdot s^{-2}]$  je rozdílná pro jednotlivé zařazené rychlosti na převodovce a závisí na velikosti hnací síly  $F_k [N]$  a hmotnosti  $m [kg]$ . Velikost zrychlení také ovlivňují síly, které působí proti pohybu formule a to například odpor vzduchu  $O_v [N]$  nebo odpor valení kol  $O_f [N]$ . Ty však pro tento výpočet zanedbáme, protože se jedná o prototyp ve stádiu vývoje. Zatím jsou neznámé hodnoty součinitele odporu vzduchu, protože není hotová karoserie formule a neznám tak v této době hodnoty potřebné pro výpočet celkového odporu vzduchu. Odpor valení zanedbáme, protože se při rychlostech do cca  $100 [km \cdot h^{-1}]$  příliš nemění a dle zkušeností ostatních týmů formule SAE z minulých let, se ani vyšších rychlostí při závodech nedosahuje. Zrychlení vypočítáme dle následujícího vzorce:

$$a = \frac{F_k - O_f - O_v}{m \cdot \delta} [m \cdot s^{-2}] \quad (6)$$

Kde:       $a$                       zrychlení vozidla  $[m \cdot s^{-2}]$

$F_k$                       hnací síla  $[N]$

$O_f$                       odpor valení  $[N]$



$O_v$	odpor vzduchu [N]
$m$	hmotnost vozidla [kg]
$\delta$	součinitel vlivu rotujících hmot [–]

Ukázkový výpočet velikosti zrychlení  $a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] pro I. a VI. rychlostní stupeň při 10 500 [ $\text{min}^{-1}$ ]. Hodnota hnací síly při těchto otáčkách motoru je  $F_k = 3745,098$  [N] pro I. rychlost a 1414,815 [N] pro VI. rychlost. Odpor valení a odpor vzduchu zanedbáme. Hmotnost formule je  $m = 380$  [kg] a součinitel rotujících hmot pro I. a VI. rychlostní stupeň má velikost  $\delta_I = 1,364$  [-]  $\delta_{VI} = 1,079$  [-].

$$a_{I.} = \frac{3745,098}{380 \cdot 1,364} = 7,225 [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (6.1)$$

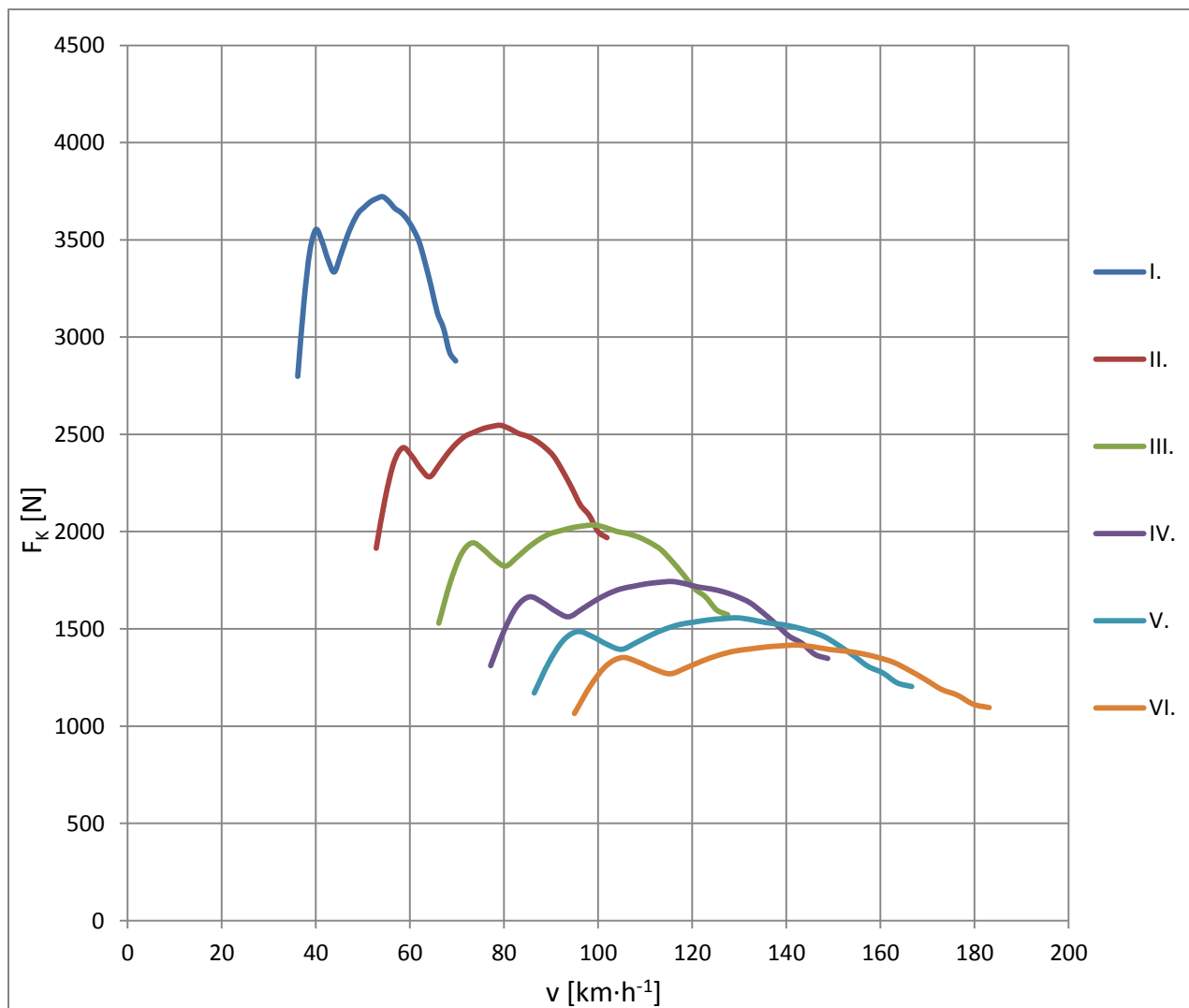
$$a_{VI.} = \frac{1414,815}{380 \cdot 1,079} = 3,451 [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (6.2)$$

Zbývající výsledky zrychlení na ostatních rychlostních stupních jsou uvedeny v příloze této práce - Příloha č. 1 – výpočty parametrů formule pro jednotlivé rychlostní stupně.

### 3.6 Grafy z vypočtených hodnot

#### 3.6.1 Průběh hnací síly $F_k$

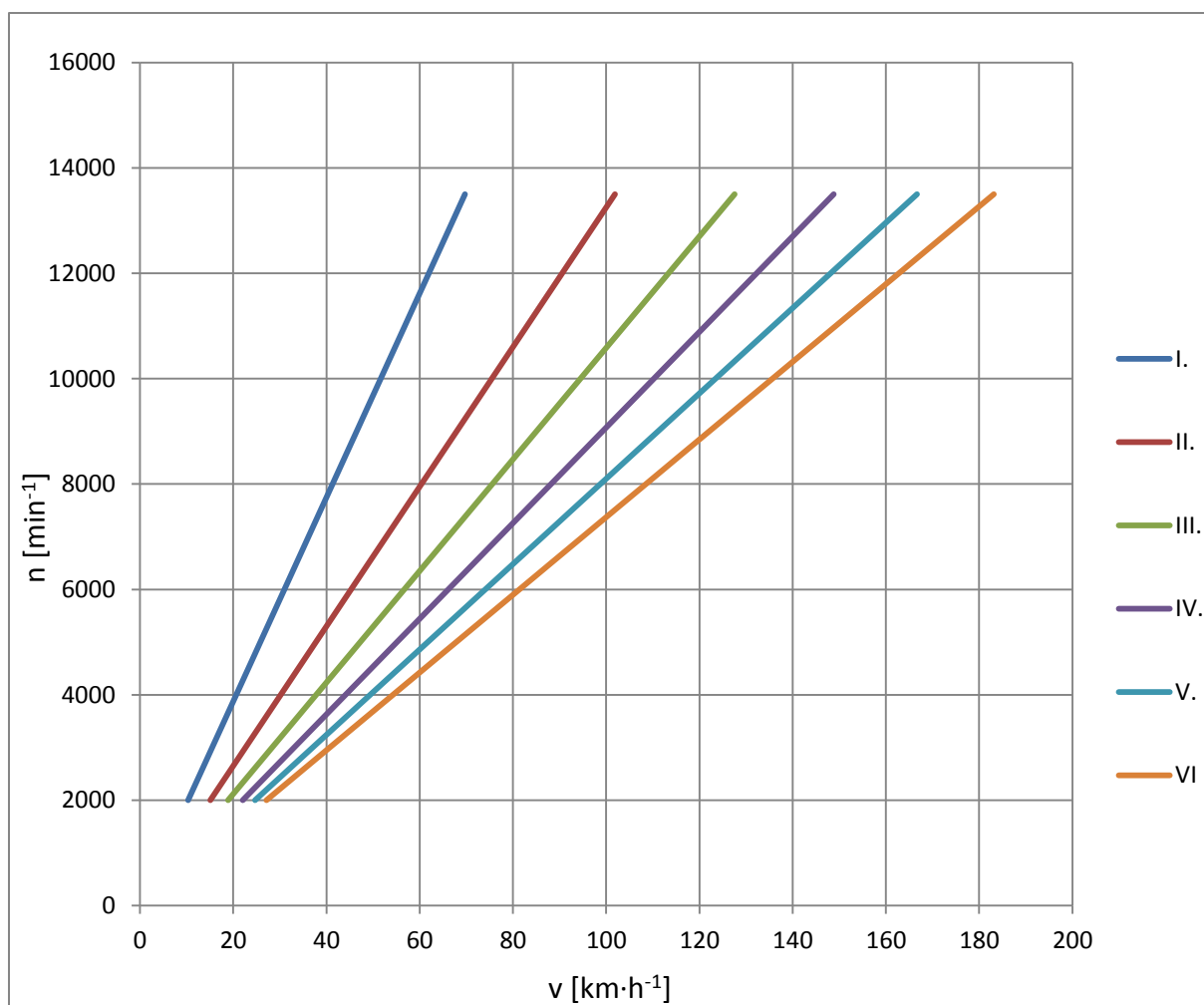
Tento graf udává velikost a průběh hnací síly  $F_k$  [N] v závislosti na rychlosti jízdy formule  $v$  [ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ]. V grafu jsou uvedeny průběhy pro všechny rychlostní stupně převodovky, pro lepší přehlednost jsou odlišeny barevně.



Obrázek 13: Grafické znázornění průběhu hnací síly

### 3.6.2 Pilový diagram

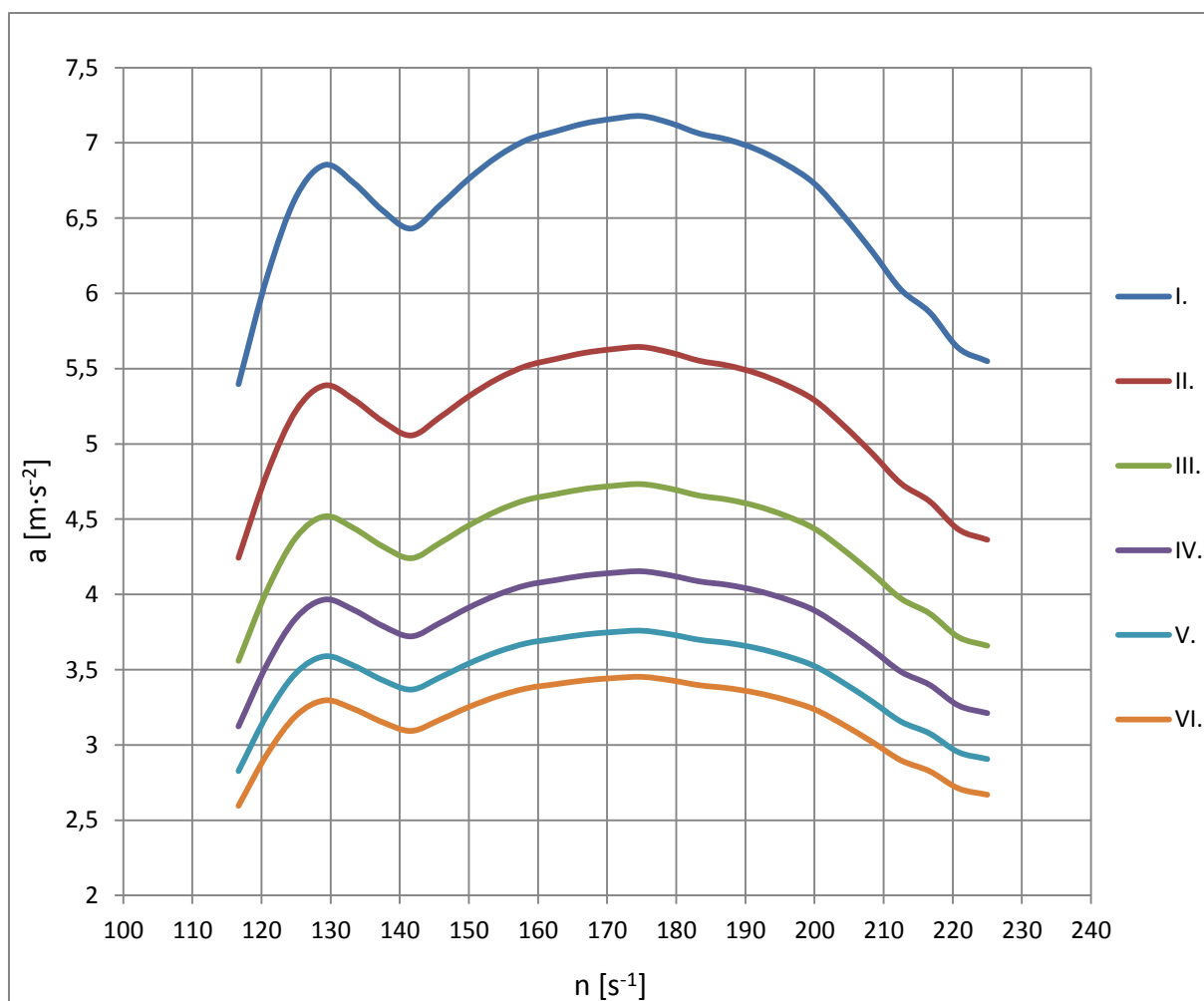
Pilový diagram neboli průběh otáček motoru  $n$  [min<sup>-1</sup>] udává nárůst otáček v závislosti rychlosti formule  $v$  [km·h<sup>-1</sup>] na jednotlivých zařazených rychlostních stupních převodovky. Vzhledem k charakteru motoru a průběhu momentů však bude při závodech motor provozován nejvíce v rozmezí 7000 – 13 500 otáček za minutu. Data, ze kterých byl pilový diagram sestaven, jsou uvedena v závěru této práce v příloze č. 2 – tabulka pro pilový diagram.



Obrázek 14: Grafické znázornění průběhu otáček motoru – pilový diagram

### 3.6.3 Průběh zrychlení $a$

Tento graf ukazuje průběh zrychlení formule  $a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] na jednotlivých převodových stupních  $v$  v závislosti na otáčkách motoru  $n$  [ $\text{s}^{-1}$ ].



Obrázek 15: Grafické znázornění průběhu zrychlení formule

### 3.7 Tvorba SW nástroje

#### 3.7.1 Zadání

Zadáním bylo vytvoření softwarového nástroje, ve kterém bude možno vypočítat po zadání potřebných vstupních hodnot dynamické charakteristiky (rychlost, hnací síla, zrychlení, odpory proti pohybu apod.). Jako program pro tvorbu softwarového nástroje jsem využil program Microsoft Excel 2010, ve kterém jsem už výpočty pro tuto diplomovou práci prováděl. SW nástroj musí být universální, takže v něm bude muset jít vypočítat nejen formuli z této diplomové práce, ale i jiná vozidla a motocykly. Zároveň musí být vytvořená aplikace co nejjednodušší s minimem nutných vstupních hodnot.

### 3.7.2 Vstupní hodnoty pro výpočet

Pro výpočet dynamických vlastností je třeba znát některé základní údaje o vozidle, které se musí do připravených buněk programu vložit. Ty se do Excelu vkládají na první stránku, do žlutě vyznačených polí. Pro některé vstupní jednotky je možné ještě pomocí rolovacího menu označeného červeným podbarvením vybrat jednotku, ve které byla daná hodnota zapsána. To je z důvodu zjednodušení, aby se nemusely jednotky složitě převádět. Excel jsem nastavil tak, aby napsané číslo sám převedl do základní jednotky, se kterou počítá dle toho, jakou jednotku v rolovacím výběru uživatel zvolí. Například, když se zadává hodnota točivého momentu, tak je možno vybrat z hodnot nejčastěji uváděných jednotek, ve kterých se moment měří. Základní jednotka je pro jeho výpočet [Nm], ale když si uživatel zvolí, že bude zadávat hodnoty v pound force foot [lbf.ft], Excel má nastaveno, že zadanou hodnotu přepočítá na [Nm] a s těmi dál provede celý výpočet.

Průběhy točivého momentu motoru		
Otáčky motoru	Točivý moment	
44 Otáčky za minutu [1/min]	pound force foot [lbf.ft]	
45 7000	newton centimetr [Ncm]	
46 7500	newton milimetr [Nmm]	
47 8000	kilopond metr [kpm]	
48 8500	kilogram force meter [kgf.m]	
49 9000	kilogram force centimeter [kgf.cm]	
50 9500	pound force foot [lbf.ft]	56,0
51 10000	pound force inch [lbf.in]	56,9
52 10500	ounce force inch [ozf.in]	57,3
53 11000		56,4
54 11500		55,5
55 12000		54,7

Je mož  
řád  
odsti  
graf  
otáč  
nejniž  
vyplně  
ukázat

Obrázek 16: Výběr jednotek u vytvořeného SW

Excel jsem nastavil tak, že je do něj možné zadat maximálně 20 hodnot (řádků) otáček motoru s uvedeným momentem. Naprogramovat více možností sice nebyl problém, avšak si myslím, že 20 hodnot bude téměř ve všech běžných případech, kdy bude nutné tento program použít stačit. Při zadávání otáček od 0 [ $\text{min}^{-1}$ ] při kroku 500 [ $\text{min}^{-1}$ ] bude množství řádků stačit pro provedení charakteristik až do 9500 [ $\text{min}^{-1}$ ]. Pokud však nebude k dispozici 20 hodnot, aplikace si poradí i s méně vyplněnými řádky a provede výpočet dle možností, které jí každý uživatel zadá.

Při zadávání převodových stupňů jsem zvolil možnost zadání 1 až 7 rychlostních stupňů pro pohyb dopředu a možnost zadání až 2 převodových poměrů stálého převodu. Pokud bude k dispozici pouze 5 rychlostních stupňů, Excel je nastaven tak, aby si s tímto zadáním poradil, a provede výpočet jen pro zadaný počet převodových poměrů. Minimální počet, který musí být pro výpočet zadán je 1. rychlostní stupeň a 1 hodnota stálého převodu. Takže je možné provádět výpočty i u starších vozidel, která nemají 7 rychlostních stupňů. Zároveň díky možnosti zadání 2 stálých převodů je možné provést výpočet i motocyklu, který 2 převody obsahuje. Obvykle je první tzv. primární převod mezi klikovou hřídelí a převodovkou a druhý je následně mezi převodovkou a zadním kolem.

6	Převodové poměry				
7					
8	Rychlostní stupeň:	I.	2,846	[-]	
9		II.	1,947	[-]	
0		III.	1,556	[-]	
1		IV.	1,333	[-]	
2		V.	1,190	[-]	
3		VI.	1,083	[-]	
4		VII.		[-]	
5	Stálý převod (rozvodovka; primární převod,..):	$i_s$	1,9545	[-]	
6					
7	Stálý převod 2. (sekundární převod):	$i_{s2}$	3,5	[-]	
8					
9	Účinnost převodového ústrojí %:	$\mu$	89	[%]	
0					

NENÍ-LI DALŠÍ PŘEVOD ✓

✓

UVAŽOVÁN VE VÝPOČTU ✓

✓

Přev  
číslo :  
přev  
(n  
Minir  
prové:  
(rozvc  
přev  
pouze  
př

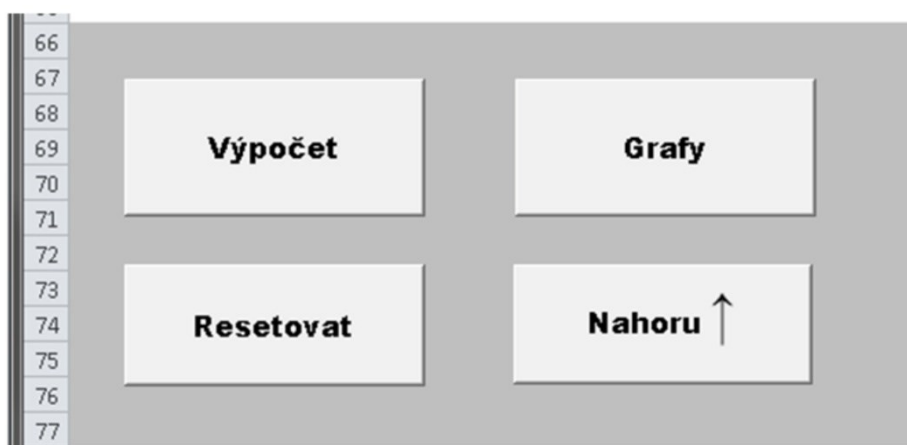
Obrázek 17: Zadávání převodů u vytvořeného SW

### 3.7.3 Ovládací prvky

Mezi ovládací prvky, podle kterých se výpočty řídí, patří jen červeně označené buňky, ve kterých je možné si vybrat mezi předem nadefinovanými jednotkami, se kterými jsem Excel naprogramoval.

Dalšími prvky, které svým účelem slouží k ulehčení práce a pohybu mezi jednotlivými listy aplikace jsou 4 tlačítka na první straně a pak na ostatních už pouze 2. tlačítka. Ta slouží pro přepínání mezi jednotlivými listy – tlačítkem „Výpočet“ se uživatel přepne na stranu, kde se provádí veškeré výpočty a kde jsou převedeny zadané hodnoty do základních pro výpočet. Tlačítkem „Grafy“ se pak přepne uživatel už přímo na třetí stránku Excelu, kde jsou vygenerované všechny grafy, které se ze zadaných hodnot podařilo sestavit. Pomocí tlačítka

s názvem „Resetovat“ se vymažou všechny žluté buňky, do kterých se zadávají hodnoty pro výpočet. Slouží pouze a jen k urychlení vymazání všech řádků, aby uživatel tyto hodnoty nemusel mazat postupně. Zároveň se tím smažou veškeré vypočítané hodnoty včetně vygenerovaných grafů. Poslední tlačítko, které je na první straně je „Nahoru ↑“, toto slouží pouze k rychlému posunutí okna nahoru k prvnímu řádku, bez nutnosti posouvání okna ručně.



*Obrázek 18: Tlačítka k ovládání vytvořeného SW*

Na druhé straně označené jako výpočet se nachází tlačítka 2, první nese název „Upravit zadání“ a jak z názvu vyplývá, slouží k přepnutí na první stranu, kde se zadávají hodnoty pro výpočet. Druhé tlačítko slouží k přesunutí na stránku s grafy. Na poslední, třetí straně aplikace se nachází zase jen 2 tlačítka, která slouží pro přepnutí mezi zadáním a výpočtovou částí.

### 3.7.4 Výpočet

Název výpočet nese druhá strana aplikace, kterou jsem naprogramoval. Na této se nachází několik tabulek, ve kterých jsou počítané hodnoty ze zadání. 1. tabulka je pouze shrnutí zadaných hodnot a konstant, které se nemění, jako například gravitační zrychlení  $g = 9,807 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-2}]$ . Další částí je 7 tabulek, seřazených pod sebou. Každá je pro jeden převodový stupeň a probíhá v nich výpočet a pro přehlednost i převod jednotek, například otáčky  $[\text{s}^{-1}]$  a  $[\text{min}^{-1}]$ , rychlost  $v \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$  a  $[\text{km}\cdot\text{h}^{-1}]$ . Dále tam je hnací síla  $F_k \text{ [N]}$  při určitých otáčkách, součinitel vlivu rotujících hmot  $\delta \text{ [-]}$ , odpor vzduchu  $O_v \text{ [N]}$  a odpor valení  $O_f \text{ [N]}$  a na konec zrychlení a  $[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$ . V těchto tabulkách jsem také nastavil podmíněné formátování, které zvýrazní červeným podbarvením buněk řádek, kde jsou dosažené hodnoty při nejnižším

zadaném točivém momentu a naopak zelenou barvou jsou zvýrazněné řádky při nejvyšším točivém momentu, takže i s nejvyšší hodnotou zrychlení.

Poslední tabulkou na této stránce je tabulka, která slouží ke generování grafu s odpory vzduchu  $O_v$  [N], valení  $O_f$  [N], jejich součtu a také je zde průběh součinitele valivého odporu  $f$  [-]. Má celkem 300 řádků a generuje grafy dle zadaných hodnot od rychlosti 0 [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ] až do rychlosti 300 [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ].

### 3.7.5 Grafy

Na této straně aplikace už nejsou žádné výpočty, ale pouze vygenerované grafy ze zadaných hodnot. Excel jsem nastavil tak, že umí vygenerovat celkem 5 grafů. První graf reprezentuje průběh odporu vzduchu  $O_v$  [N] a odporu valení  $O_f$  [N] a jejich součtu v závislosti na rychlosti. Graf má jednotky na svislé ose v [N], vodorovná osa je v [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ]. V druhém grafu jsou znázorněny průběhy hnací síly  $F_k$  [N] na jednotlivých převodových stupních včetně odporů působících proti pohybu v závislosti na rychlosti, jednotky na osách grafu jsou stejné jako u prvního grafu. Další graf je označen jako tzv. Pilový diagram, ten znázorňuje průběh otáček motoru v závislosti na rychlosti. Na ose y jsou vyneseny hodnoty otáček [ $\text{min}^{-1}$ ], osa x pak má jednotku [ $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ ]. Čtvrtý graf ukazuje průběh zrychlení na rychlosti, jednotka pro zrychlení je [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ] a rychlost je uvedena v [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]. Poslední graf pak reprezentuje průběh momentu na otáčkách motoru, jedná se o tzv. momentovou charakteristiku. Tento graf jako jediný není generován z výpočtů na druhé straně aplikace, ale je generován pouze z převedených jednotek ze zadání do jednotek, ve kterých se následně v programu počítá. Je to z důvodu, že v případě vygenerování ze zadání by se musely měnit i popisy os vzhledem k zadaným jednotkám což by bylo velice složité, graf má tedy jednotku svislé osy [Nm] a vodorovná osa je v otáčkách [ $\text{min}^{-1}$ ].

### 3.7.6 Kontrola

Kontrola zadaných čísel probíhá jen velmi zjednodušeně, a závisí na zadaných hodnotách, kdy se může zobrazit „X“, „✓“ anebo nějaká poznámka k zadaným hodnotám. Znak X obvykle značí, že není zadáno nic, nebo je zadaná hodnota v nejvyšší pravděpodobnosti chybná. Mezi poznámky, které se zobrazí při zadávání je například poznámka „zadejte rozměry pneumatiky nebo poloměr/průměr kola!“, tato poznámka



zmizí, pokud uživatel zadá průměr/poloměr kola nebo zadá hodnoty rozměru pneumatik. U parametrů vozidla, kde se zadává čelní plocha vozu  $S_x$  [ $m^2$ ] a součinitel odporu vzduchu karoserie  $C_x$  [-], pokud nejsou obě tyto hodnoty zadány, bude pod tabulkou napsáno „výpočet bude proveden bez odporu vzduchu  $O_v$ “. Výpočet bez těchto hodnot sice proběhne, avšak v žádném grafu nebude tento odpor znázorněn. A součet odporů proti pohybu bude reprezentovat pouze odpor valivý. V tabulce, kde se zadávají otáčky a k nim patřící velikost točivého momentu je zase nastaveno kontrolní pravidlo takové, aby Excel kontroloval počet zadaných hodnot v jednotlivých sloupcích, v případě jejich rozdílu na to upozornil poznámkou napravo od tabulky.

48	8500	51,3
49	9000	54,0
50	9500	56,0
51	10000	56,9
52	10500	57,3
53	11000	56,4
54	11500	55,5
55	12000	53,7
56	12500	50,1
57	13000	46,9
58	13500	44,3
59		38,6
60		32,0
61		

POČET HODNOT OTÁČEK A MOMENTŮ MUSÍ BÝT STEJNÝ!

Obrázek 19: Ukázka kontroly zadaného počtu řádků u vytvořeného SW

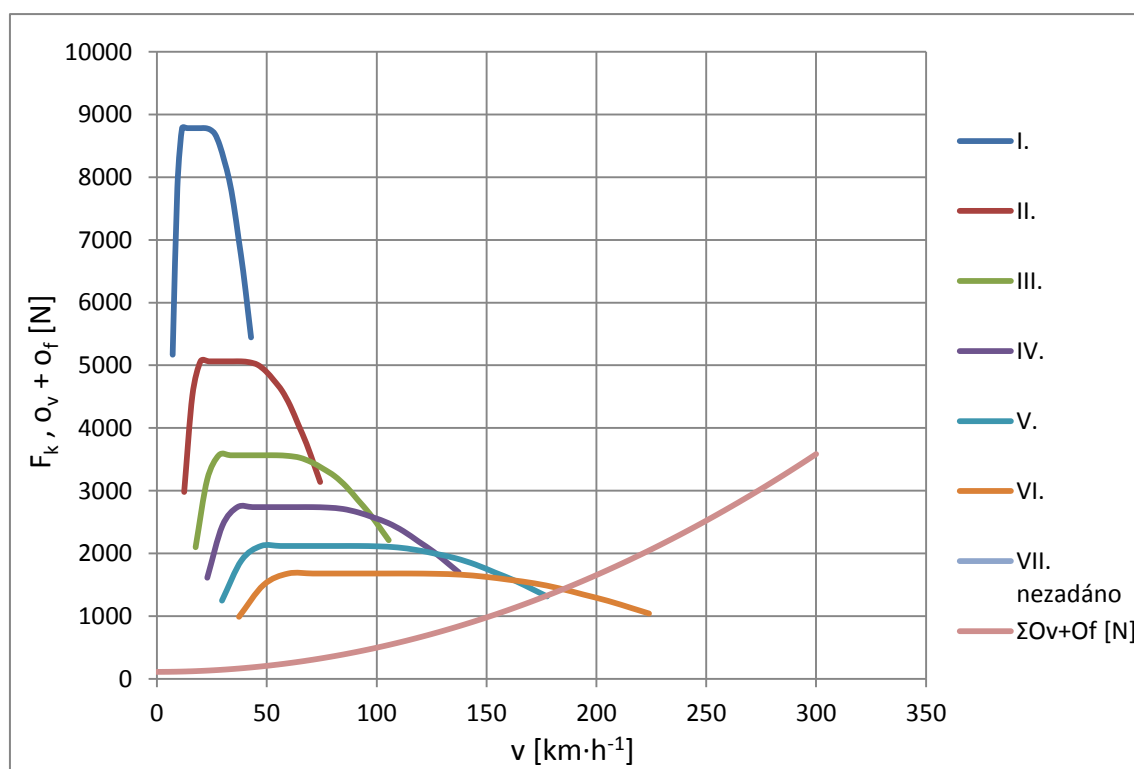
Na straně druhé s označením výpočet je ještě nastaveno několik pravidel, které kontrolují přepočítanou hodnotu a v případě, že budou hodnoty po převedení na jednotky se kterými se počítá dále mimo zadané rozmezí, vyskočí v buňce vedle hodnoty hláška: ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ/JEDNOTKU! nebo ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ!, Tato hláška obvykle vyskočí při zadání nesprávné jednotky v rolovacím výběru při zadávání hodnot do zadání.

3	Poloměr kola	$r_k =$	10,500	[m]	ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ/JEDNOTKU!
4	Obvod kola	$O_k =$	65,973	[m]	ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ/JEDNOTKU!
5	Hmotnost vozidla	$m =$	100000	[kg]	ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ/JEDNOTKU!
6	Čelní plocha	$S_x =$	NEZADÁN $S_x$ !	[ $m^2$ ]	ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ!
7	Součinitel odporu vzduchu	$C_x =$	0,1	[-]	ZKONTROLUJTE ZADÁNÍ!

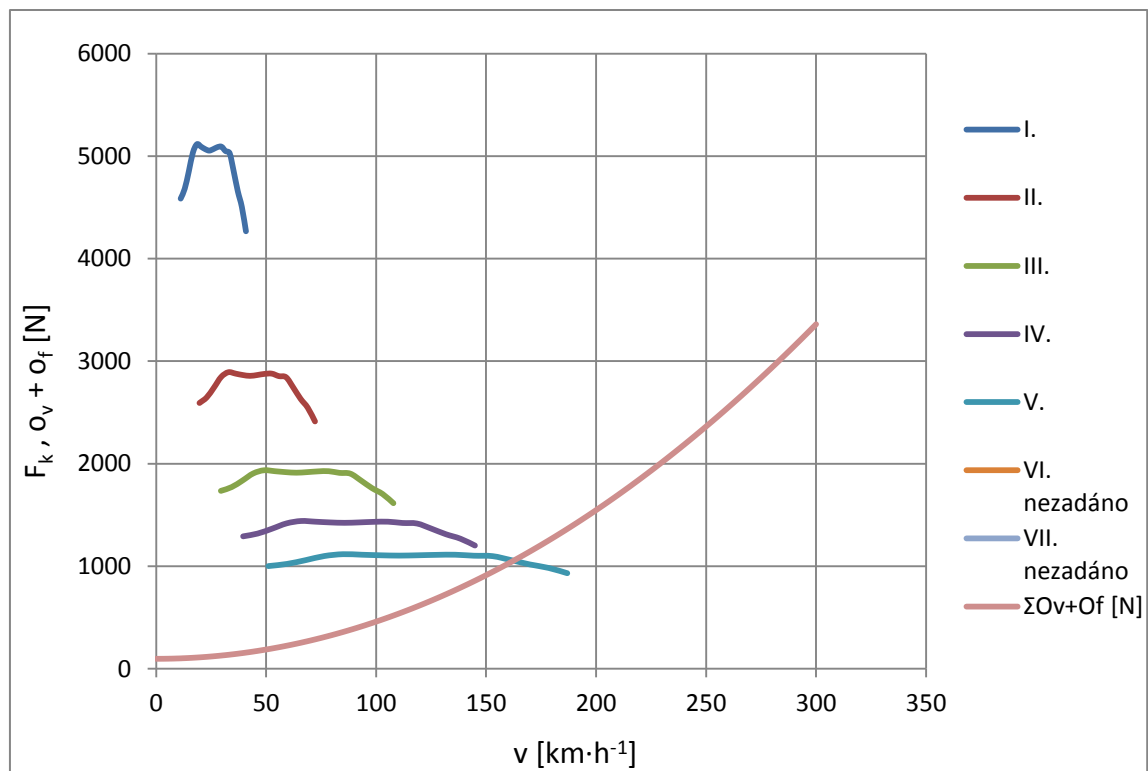
Obr. 20: Kontrola přepočítaných hodnot

### 3.7.7 Validace SW nástroje

Validaci a správnou funkčnost aplikace jsem provedl na základě zadání a vygenerování hodnot pro několik vozidel, kdy jsem všechny parametry pro zadání znal a výsledky již byly také předem známy. Dva ukázkové grafy vygenerované hnací síly  $F_k$  [N] a součtu odporů  $O_v$  [N] a  $O_f$  [N] vytvořené softwarovým nástrojem jsem uvedl na obrázcích číslo 21 a 22. Během validace jsem odstranil několik zjištěných nepřesností vlivem chyb při programování nebo špatně zvolenou konstantou pro výpočet nebo převod jednotek a po následném odzkoušení je již funkce programu v pořádku. Po celkovém odzkoušení naprogramovaného Excelu jsem provedl ještě uzamčení všech buněk, mimo buňky, kam se zadávají hodnoty nebo přepínají jednotky. Zamčení je z důvodu ochrany software, vlivem přepsání i jedné naprogramované buňky by mohlo dojít k chybě při výpočtu nebo úplné ztrátě funkčnosti software, protože při postupném programování jsou spolu všechny buňky spojené a na sobě závislé.



Obrázek 21: Ukázkový graf hnací síly z validace SW pro vozidlo VW Golf VI 1.2TSI



Obrázek 22: Ukázkový graf hnací síly z validace SW pro vozidlo Škoda Felicia 1.3 MPI

## 4 Optimalizace stálého převodu

### 4.1 Výpočet převodového poměru stálého převodu

Pro stanovení velikosti stálého převodu budu vycházet z požadavku zadání a to je, že maximální rychlost formule musí být  $170 \text{ [km}\cdot\text{h}^{-1}]$  při  $12500 \text{ [min}^{-1}]$ . Dosažení dané rychlosti je možné buď změnou převodových poměrů v převodovce, nebo volbou stálého převodu, případně je možné ještě dosažitelnou rychlost nepatrně ovlivnit i volbou a velikostí pneumatik.

Změna primárního převodového poměru v motoru není z konstrukčních důvodů možná. Změnou převodových poměrů v převodovce by se však už dalo dosáhnout požadovaných parametrů, avšak protože máme zvolený motocyklový motor, kde je převodovka součástí skříně motoru, tak by výroba, úprava a nahrazení ozubených kol v převodovce byla velice nákladná a konstrukčně složitá (omezení prostorem v převodovce). Proto do převodových poměrů v převodovce motoru nebudeme zasahovat a dosažení požadované rychlosti  $170 \text{ [km}\cdot\text{h}^{-1}]$  omezíme pouze změnou stálého sekundárního převodu.

Stálý převod bude tvořen 2 kusy ozubených kol a článkovým řetězem. Malé ozubené kolo – pastorek je umístěno na výstupu z převodovky a má 16 zubů. Mým úkolem je tedy navrhnout druhé ozubené kolo – rozetu tak, aby na nejvyšší převodový stupeň (v našem případě VI.) mohla formule dosáhnout rychlosti  $170 \text{ [km}\cdot\text{h}^{-1}]$ .

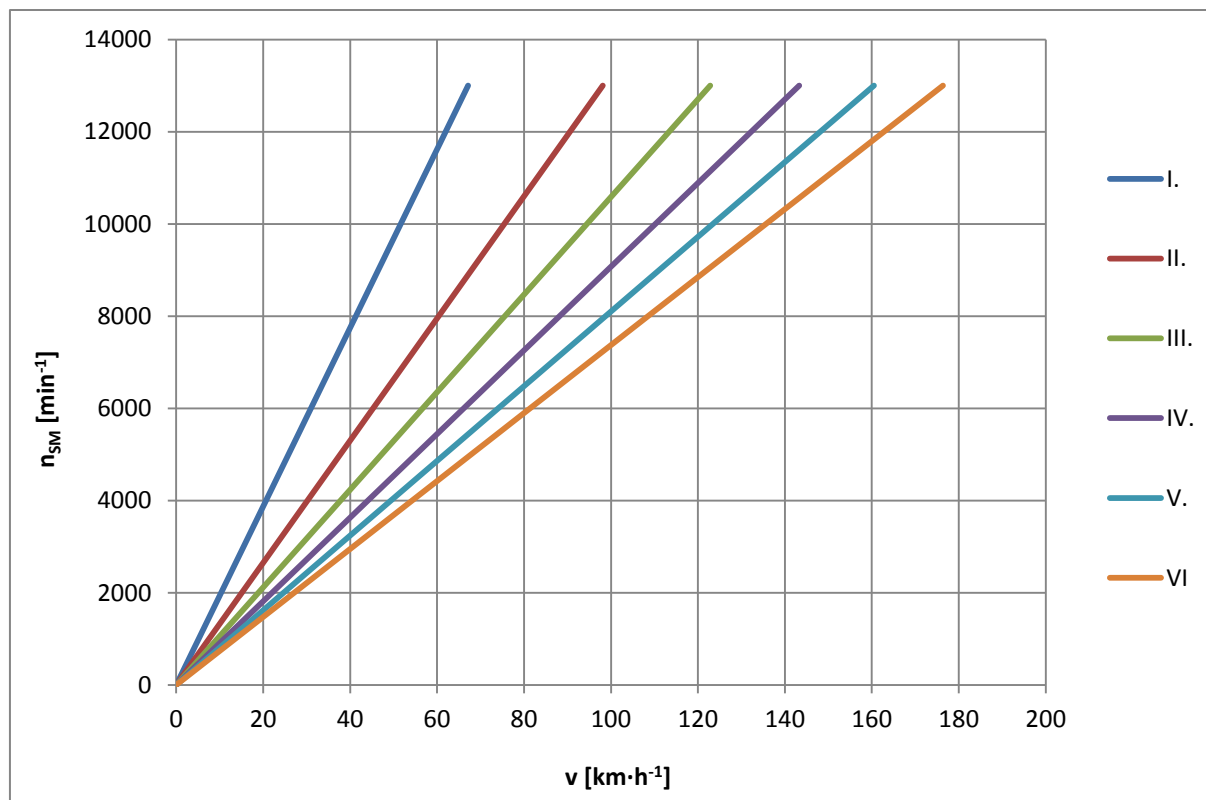
Výpočet převodu jsem provedl pomocí tabulky v programu MS Excel, kde jsem zjistil, že nejvhodnější převodový poměr bude  $0,286 [-]$ , který bude sestaven z pastorku o 16-ti zubech a rozety, která bude mít zubů 56. Při takto navrženém stálém převodu bude formule schopna dosáhnout požadované rychlosti. Dle výpočtu to bude rychlost přesně  $v = 169,59 \text{ [km}\cdot\text{h}^{-1}]$ . Celkový převod po započítání stálého převodu bude  $0,135 [-]$ , to znamená, že na 1 otáčku motoru se poháněná kola pootočí o 0,135 otáčky.

Tabulka 4: Volba sekundárního převodového poměru

Primární převod [-]	VI. rychlostní stupeň [-]	Rozeta	Pastorek	Převodový poměr [-]	Celkový převod [-]	Rychlost [km·h <sup>-1</sup> ]
0,512	0,923	50	16	0,320	0,678	189,94
0,512	0,923	51	16	0,314	0,664	186,21
0,512	0,923	52	16	0,308	0,652	182,63
0,512	0,923	53	16	0,302	0,639	179,18
0,512	0,923	54	16	0,296	0,627	175,87
0,512	0,923	55	16	0,291	0,616	172,67
<b>0,512</b>	<b>0,923</b>	<b>56</b>	<b>16</b>	<b>0,286</b>	<b>0,605</b>	<b>169,59</b>
0,512	0,923	57	16	0,281	0,594	166,61
0,512	0,923	58	16	0,276	0,584	163,74
0,512	0,923	59	16	0,271	0,574	160,96
0,512	0,923	60	16	0,267	0,565	158,28
0,512	0,923	61	16	0,262	0,555	155,68

Tabulka 5: Přehled všech převodových poměrů

Rychlostní stupeň [-]	Primární převod [-]	Převodový poměr [-]	Sekundární převod [-]	Celkový převod [-]
1.	0,512	0,351	0,286	0,051
2.		0,514		0,075
3.		0,643		0,094
4.		0,750		0,110
5.		0,840		0,123
6.		0,923		0,135



Obrázek 23: Teoretický pilový diagram z výpočtu převodových poměrů

## 4.2 Pevnostní výpočet řetězu

### 4.2.1 Stanovení maximálního momentu na rozetě $M_{\check{r}}$

Než začneme navrhovat řetěz, musíme nejdříve stanovit síly, které bude muset přenést. Za ideálních podmínek nám na řetězový převod budou působit síly od motoru, které budou navýšeny vlivem jednotlivých převodů. Budeme pro výpočet uvažovat sériové parametry motoru, bez úprav výkonu a točivého momentu. Například na I. rychlostním stupni, pro který budu také výpočet uvádět, protože má nejvyšší převodový poměr ze všech stupňů převodovky a tak bude vznikat i nejvyšší síla působící na řetěz. Na I. stupni nám bude točivý moment motoru, který má maximální hodnotu 57,3 [Nm] zvyšovat primární převod a to 1,953 [-], dále pak převodový poměr v převodovce na prvním zařazeném stupni a to 2,849 [-] a na závěr budeme muset započítat i samotný převod sekundárního stálého převodu, který se rovná 3,497 [-]. Velikost točivého momentu na řetězu, který bude muset řetěz přenést a vydržet, vypočítáme na základě následujícího vzorce:

$$M_{\check{r}} = M_T \cdot i_{cI} \text{ [Nm]} \quad (7)$$

Kde:  $i_{cl}$  Celkový převodový poměr při zařazeném I. rychlostním stupni [–]

$M_T$  Maximální točivý moment motoru [Nm]

Celkový převodový poměr  $i_{cl}$  [–] vypočítáme vynásobením všech převodových poměrů, které při zařazeném I. stupni na převodovce budou působit:

$$i_{cl} = i_{p_l} \cdot i_o \cdot i_{pr} \quad [–] \quad (8)$$

$$i_{cl} = 2,849 \cdot 3,497 \cdot 1,953 = 19,458 \quad [–] \quad (8.1)$$

Už známe všechny potřebné hodnoty pro výpočet maximálního točivého momentu na řetězu a můžeme jej tedy vypočítat:

$$M_T = 57,3 \cdot 19,458 = 1114,943 \quad [Nm] \quad (7.1)$$

Velikost samotného točivého momentu vyvozeného motorem však pro správný návrh nestačí, protože formule nebude jezdit za ideálních podmínek po dokonale hladké vozovce a bez rázů do převodového ústrojí. Proto musíme vypočítaný moment navýšit. Na převody budou totiž působit rázy vlivem prokluzu nebo nadskočení hnaných kol, kdy se může stát, že bude síla přenášená převody i o několik procent vyšší. Řetěz však musí být navržen tak, aby v případě náhlého přetížení, které by mohlo způsobit poškození převodovky, nebo samotného motoru se roztrhl a zabránil tomu. Bohužel však, protože v této době není zatím možné provést žádné reálné měření, které je pro správný návrh řetězu nutné, po konzultaci s vedoucím budeme uvažovat sílu točivého momentu pro výpočet 1400 [Nm].

#### 4.2.2 Specifikace řetězu

Protože budeme používat motor o stejném výkonu, jako byl na motocyklu, budeme používat i původní sériové ozubené kolo (pastorek) na pohon řetězu na výstupu z převodovky. Z tohoto důvodu budu pevnostní kontrolu řetězu provádět pro řetěz, který se originálně používal pro pohon motocyklu. Vzhledem k tomu, že zatím nejsou známy úpravy a změny výkonu a jeho hodnoty, provedu výpočet řetězu pro sériové parametry výkonu (i když vlivem splnění pravidel bude zřejmě výkon motoru oproti originálu nižší). Původní řetěz na motocyklu měl označení: 50V4 (DAIDO), byl tvořen 118 články. Na formuli použijeme identický řetěz s označením 520, jehož parametry potřebné pro výpočet jsem převzal od

Japonského výrobce řetězů D. I. D, který na svých internetových stránkách přesné parametry řetězu udává, a jsou uvedeny v následující tabulce číslo 4: Specifikace řetězu řady 520. Řetěz bude použit stejný, jako byl původně na motocyklu, jediný rozdíl bude v jeho délce, což je dáno jinou osovou vzdáleností mezi pastorkem a rozetou. Tento výrobce vyrábí řetězy v několika třídách od základních s označením standard až pro speciální závodní řetězy s vysokou pevností s označením Exclusive Racing ER, které mají v porovnání se základními o několik procent sníženou hmotnost při zachování téměř shodné pevnosti v tahu. Pro tento výpočet však budu uvažovat pouze základní řetěz s označením Standard.



Obrázek 24: Počítaný řetěz D. I. D 520 Standard [15]

Specifikace a rozměry řetězu jsem uvedl do následující tabulky:

Tabulka 6: Specifikace řetězu řady 520 [16]

Obchodní označení	530
Rozteč $p$ [mm]	15,875
Průměr válečku $d_1$ [mm]	10,16
Vnitřní šířka $b_1$ [mm]	6,35
Délka čepu [mm]	17,5
Tloušťka bočních destiček vnější/vnitřní [mm]	2,0/2,0
Pevnost v tahu $F_{Tmax}$ [kN]	29,8
Hmotnost na 100 článků [kg]	1,42



#### 4.2.3 Součinitel pro výpočet délky řetězu c

Protože nemáme stejný počet zubů na pastorku a rozetě, musíme součinitel pro výpočet délky řetězu  $c$  [-] stanovit. Výpočet provedeme dle vztahu, který jsem převzal z materiálu uvedeného v použité literatuře této práce [17].

$$c = \left( \frac{z_r - z_p}{2 \cdot \pi} \right)^2 [-] \quad (9)$$

Kde:  $z_r$  Počet zubů rozety  
 $z_p$  Počet zubů pastorku  
 $\pi$  Ludolfovo číslo [-]

Všechny hodnoty pro výpočet součinitele délky řetězu  $c$  [-] známe, můžeme tedy dosadit do vzorce a vypočítat jej:

$$c = \left( \frac{56 - 16}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 40,53 [-] \quad (9.1)$$

#### 4.2.4 Stanovení počtu článků X a délky řetězu a

Při dané předběžné rozteči řetězu  $p$  [mm], počtu zubů pastorku a rozety musí být osová vzdálenost ozubených kol taková, aby délka řetězu vyšla v celých člancích. Zároveň by měl řetěz obsahovat sudý počet článků, protože v případě lichého počtu by musel být použit lomený spojovací článek řetězu, který však snižuje pevnost řetězu. Proto provedu nejdříve výpočet počtu článků  $X$  na základě přibližné požadované osové vzdálenosti  $a$  [mm], výsledné číslo zaokrouhlím na sudý počet článků a podle toho se pak následně vypočítá přesná osová vzdálenost ozubených řetězových kol. Požadovaná osová vzdálenost je 310 [mm], je zaznačená na obrázku 25. Vzorec pro výpočet počtu článků pochází z použité literatury [17].



Obrázek 25: Měření osově pro výpočet sekundárního převodu

$$X = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_r + z_p}{2} + \frac{c \cdot p}{a} \text{ [článků]} \quad (10)$$

Kde:	$z_r$	Počet zubů rozety
	$z_p$	Počet zubů pastorku
	$a$	Osová vzdálenost [mm]
	$p$	Rozteč článků řetězu [mm]
	$c$	Součinitel pro výpočet délky řetězu [-]

Dosazení a výpočet počtu článků na základně předběžné osově vzdálenosti:

$$X = 2 \cdot \frac{310}{15,875} + \frac{56 + 16}{2} + \frac{40,53 \cdot 15,875}{310} = 77,131 \text{ [článků]} \quad (10.1)$$

#### 4.2.5 Výpočet přesné osově vzdálenosti pastorku a rozety a

Na základě předchozích výpočtů stanovím nyní přesnou osovou vzdálenost  $a$  [mm] s ohledem na počet článků řetězu  $X = 77,131$  [článků], které zaokrouhlím na nejbližší vyšší

sudé číslo, takže budu uvažovat počet článků  $X = 78$  [článků]. Výpočet provedeme na základě rovnice (10), kdy dosadíme za  $X$  zaokrouhlený sudý počet článků řetězu a pomocí funkce řešitel v software Microsoft Office Excel nechám vypočítat skutečnou osovou vzdálenost. Po zadání všech potřebných hodnot pro výpočet byla zobrazena skutečná osová vzdálenost:

$$78 = 2 \cdot \frac{a}{15,875} + \frac{56 + 16}{2} + \frac{40,53 \cdot 15,875}{a} \text{ [článků]} \quad (10.3)$$

$$\rightarrow a = 317,3 \text{ [mm]}$$

#### 4.2.6 Výpočet maximální tažné síly na rozetě $F_T$

Maximální tažnou sílu  $F_T$  [N] na rozetě spočítáme jako maximální výpočtový moment na rozetě podělený obvodovou rychlostí rozety.

$$F_T = \frac{M_{rV}}{r_r} \text{ [N]} \quad (11)$$

Maximální obvodovou rychlost rozety  $v_r$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] stanovíme z maximální rychlosti formule, která byla požadována při navrhování sekundárního převodu a rovná se  $170 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$ . Obvodovou rychlost rozety tedy stanovíme dle vztahu:

$$v_r = \frac{v_{max} \cdot r_r}{r_k} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12)$$

Kde:  $v_{max}$  Maximální rychlost formule [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$r_r$  Poloměr ozubeného kola rozety [m]

$r_k$  Poloměr kola [m]

$$v_r = \frac{47,22 \cdot 0,142}{0,267} = 25,113 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (12.1)$$

$$F_T = \frac{1400}{0,142} = 9\,859,155 \text{ [N]} \quad (11.1)$$

#### 4.2.7 Výpočet odstředivé síly na řetězovém kole $F_o$

Odstředivou sílu na ozubeném řetězovém kole  $F_o$  [N] vypočítáme na základě hmotnosti řetězu a obvodové rychlosti řetězu. Je to síla, která působí v člancích řetězu a závisí na odstředivém zrychlení hmot řetězu. Pro výpočet použijeme následující vzorec dle literatury [17]:

$$F_o = v_r^2 \cdot m_{\ddot{r}} \text{ [N]} \quad (13)$$

Kde:  $v_r$  Maximální obvodová rychlost rozety [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$m_{\ddot{r}}$  Hmotnost 1 metru řetězu [m]

$$F_o = 25,113^2 \cdot 0,895 = 564,443 \text{ [N]} \quad (13.1)$$

#### 4.2.8 Celková síla působící v řetězu $F_c$

Celkovou sílu  $F_c$  [N] spočítáme jako součet maximální tažné síly  $F_T$  [N] a odstředivé síly na ozubeném řetězovém kole  $F_o$  [N]. Vzorec pro výpočet jsem použil z literatury uvedené v této práci pod označením [17].

$$F_c = F_T + F_o \text{ [N]} \quad (14)$$

$$F_c = 9859,155 + 564,443 = 10\,423,598 \text{ [N]} \quad (14.1)$$

#### 4.2.9 Stanovení statického bezpečnostního koeficientu $\gamma_{stat}$

Statický bezpečnostní koeficient  $\gamma_{stat}$  [-] udává poměr bezpečnosti mezi maximální tažnou silou v řetězu  $F_{T_{max}}$  [N] a celkovou vypočtenou silou v řetězu  $F_c$  [N], vypočítáme ho podle vztahu dle literatury [17]:

$$\gamma_{stat} = \frac{F_{T_{max}}}{F_c} \text{ [-]} \quad (15)$$

Sílu  $F_{T_{max}}$  [N] stanovil výrobce řetězu. U řetězu model 520 v provedení Standard je její velikost rovna 29,8 [kN] = 29 800 [N].

$$\gamma_{stat} = \frac{29\,800}{10\,423,598} = 2,859 \text{ [-]} \quad (15.1)$$

Z výsledku je patrné, že řetěz staticky vyhoví, protože je maximální tažná síla v řetězu větší jak celková vypočtená síla. Bezpečnostní koeficient mezi těmito dvěma silami  $\gamma_{\text{stat}} = 2,859 [-]$ .

$$F_{T_{\text{max}}} > F_C \quad (16)$$

$$29\,800 \text{ [N]} > 10\,423,598 \text{ [N]} \quad (16.1)$$

#### 4.2.10 Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu $\gamma_{\text{dyn}}$

Pro výpočet dynamického bezpečnostního koeficientu  $\gamma_{\text{dyn}} [-]$  musíme nejdříve stanovit součinitel rázů  $Y [-]$ . Ten zvolíme na základě tabulky:

Tabulka 7: Stanovení součinitele rázu [17]

součinitel rázu	Druh provozu
1	Bez nárazový provoz
2	Lehké nárazy, střední míjivé zatížení
3	Střední nárazy, krajně míjivé zatížení
4	Těžké nárazy nebo střední přenášené zatížení

Součinitel rázů volím  $Y = 2 [-]$ , v řetězu budou lehké nárazy a středně míjivé zatížení. Dynamický bezpečnostní koeficient vypočítáme dle vzorce z literatury [17]:

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{F_{T_{\text{max}}}}{Y \cdot F_C} [-] \quad (17)$$

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{29\,800}{2 \cdot 10\,423,598} = 1,439 [-] \quad (17.1)$$

Výsledek dynamického koeficientu bezpečnosti udává, že řetěz vyhovuje, maximální tažná síla v řetězu na I. rychlostní stupeň nebude překročena. Bezpečnostní koeficient mezi těmito silami  $\gamma_{\text{dyn}} = 1,439 [-]$ .

$$F_{T_{\text{max}}} > 2 \cdot F_C \quad (18)$$

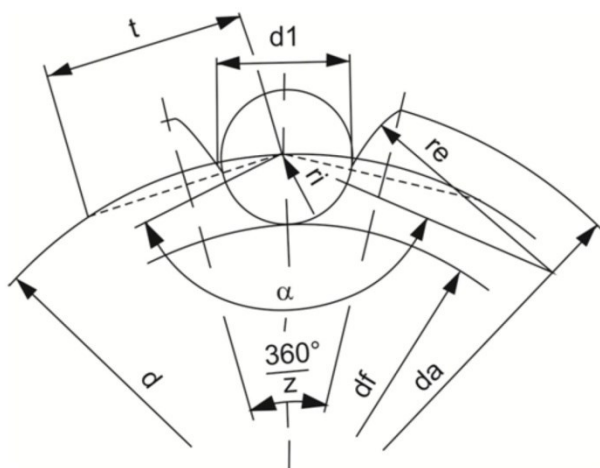
$$29\,800 \text{ [N]} > 20\,847,196 \text{ [N]} \quad (18.1)$$

### 4.3 Návrh rozety

Jelikož již mám stanovený převodový poměr, který nám udává počet zubů na rozetě a zkontrolovaný řetěz, můžeme přistoupit k návrhu rozměrů rozety. Pro výpočet geometrie ozubení budeme potřebovat několik základních rozměrů, které již z předchozích výpočtů a návrhů známe, jsou uvedeny pro přehlednost v následující tabulce 8: Základní rozměry pro výpočet rozety. Vzorce použité k výpočtu rozety (bod 4.3.1 až 4.3.12) jsem použil ze Strojnických tabulek – viz.: seznam použité literatury [18] .

Tabulka 8: Základní rozměry pro výpočet rozety

Počet zubů rozety $z_r$	56
Rozteč článku $p$ [mm]	15,875
Průměr válečku $d_1$ [mm]	10,160
Šířka článku $b_1$ [mm]	6,350



Obrázek 26: Značení ozubeného řetězového kola [18]

#### 4.3.1 Průměr roztečné kružnice rozety $d_t$

Průměr roztečné kružnice  $d_t$  [mm] vypočítáme podle vzorce:

$$d_t = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_r}} \text{ [mm]} \quad (19)$$

$$d_t = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{56}} = 283,126 \text{ [mm]} \quad (19.1)$$

#### 4.3.2 Průměr patní kružnice $d_f$

Průměr patní kružnice  $d_f$  [mm] vypočítáme podle vzorce:

$$d_f = d_t - d_1 \text{ [mm]} \quad (20)$$

$$d_f = 283,126 - 10,160 = 272,966 \text{ [mm]} \quad (20.1)$$

#### 4.3.3 Poloměr dna zubní mezery $R_1$

Poloměr dna zubní mezery  $R_1$  [mm] vypočítáme dle vzorce:

$$R_1 = 0,505 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (21)$$

$$R_1 = 0,505 \cdot 10,320 = 5,131 \text{ [mm]} \quad (21.1)$$

#### 4.3.4 Poloměr přechodové kružnice $R_2$

Poloměr přechodové kružnice  $R_2$  [mm] vypočítáme za pomoci vzorce:

$$R_2 = 1,3 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (22)$$

$$R_2 = 1,3 \cdot 10,160 = 13,208 \text{ [mm]} \quad (22.1)$$

#### 4.3.5 Vzdálenost mezi středy poloměrů dna zubu $u$

Vzdálenost středů poloměrů dna zubu  $u$  [mm] zjistíme dle vzorce:

$$u = 0,02 \cdot p \text{ [mm]} \quad (23)$$

$$u = 0,02 \cdot 15,875 = 0,318 \text{ [mm]} \quad (23.1)$$

#### 4.3.6 Průměr hlavové kružnice $d_a$

Protože máme počet zubů rozety  $z_r > 16$ , použijeme vzorec pro výpočet průměru hlavové kružnice  $d_a$  [mm]:

$$d_a = d_t + 0,6 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (24)$$

$$d_a = 283,126 + 0,6 \cdot 10,160 = 289,222 \text{ [mm]} \quad (24.1)$$

#### 4.3.7 Vzdálenost mezi dnem a přechodem h

Vzdálenost mezi dnem a přechodem poloměru  $R_1$  do poloměru  $R_2$  značíme písmenem  $h$  [mm] a vypočítáme ji podle vzorce:

$$h = 0,18 \cdot d_1 [mm] \quad (25)$$

$$h = 0,18 \cdot 10,160 = 1,829 [mm] \quad (25.1)$$

#### 4.3.8 Úhel boku zubu $\alpha$

Úhel boku zubu  $\alpha$  [°] závisí na způsobu výroby ozubení a počtu zubů rozety. Jako způsob výroby volím dělicí způsob. Úhel  $\alpha$  volím z následující tabulky:

Tabulka 9: Volba úhlu boku zubu [18]

úhel	počet zubů rozety
$\alpha = 72^\circ$	$9 \leq z_r \leq 16$
$\alpha = 60^\circ$	$17 \leq z_r \leq 40$
$\alpha = 50^\circ$	$z_r > 40$

Počet zubů rozety máme  $z_r = 56$  což je větší jak 40, proto bude úhel boku zubu  $\alpha = 50$  [°].

#### 4.3.9 Největší průměr věnce kola $d_g$

Pro výpočet největšího průměru věnce kola  $d_g$  [mm] musíme nejdříve stanovit rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce  $f$  [mm], ten vypočítáme dle vzorce pro řetězy s normální roztečí:

$$f = 0,7 \cdot p [mm] \quad (26)$$

$$f = 0,7 \cdot 15,875 = 11,113 [mm] \quad (26.1)$$

Na základě vypočítaného rozdílu poloměrů roztečné kružnice můžeme přejít k výpočtu největšího průměru věnce kola  $d_g$  pomocí vzorce:

$$d_g = d_t - 2 \cdot f [mm] \quad (27)$$

$$d_g = 283,126 - 2 \cdot 11,113 = 260,901 [mm] \quad (27.1)$$



#### 4.3.10 Poloměru zaoblení zubu $r_3$

Poloměr zaoblení zubu  $r_3$  [mm] vypočítáme dle vzorce:

$$r_3 = 1,5 \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (28)$$

$$r_3 = 1,5 \cdot 10,160 = 15,24 \text{ [mm]} \quad (28.1)$$

#### 4.3.11 Hodnota zaoblení zubu $c$

Výpočet hodnoty zaoblení zubu  $c$  [mm] provedeme za pomoci vzorce:

$$c = (0,1 \text{ až } 0,15) \cdot d_1 \text{ [mm]} \quad (29)$$

Hodnotu koeficientu v závorce volím = 0,1, potom  $c$  vypočítáme:

$$c = 0,1 \cdot 10,160 = 1,016 \text{ [mm]} \quad (29.1)$$

#### 4.3.12 Šířka zubu řetězového kola $b_1$

Výpočet šířky zubu kola  $b_1$  [mm] udělám dle vzorce pro výpočet jednořadého kola. Na výběr máme 2 vzorce, použiji druhý vzorec, protože rozteč článku u zvoleného řetězu je  $p = 15,875$  [mm].

$$b_1 = 0,93 \cdot b_1 \quad \text{pro} \quad p \leq 12,7 \text{ [mm]} \quad (30)$$

$$b_1 = 0,95 \cdot b_1 \quad \text{pro} \quad p > 12,7 \text{ [mm]} \quad (30.1)$$

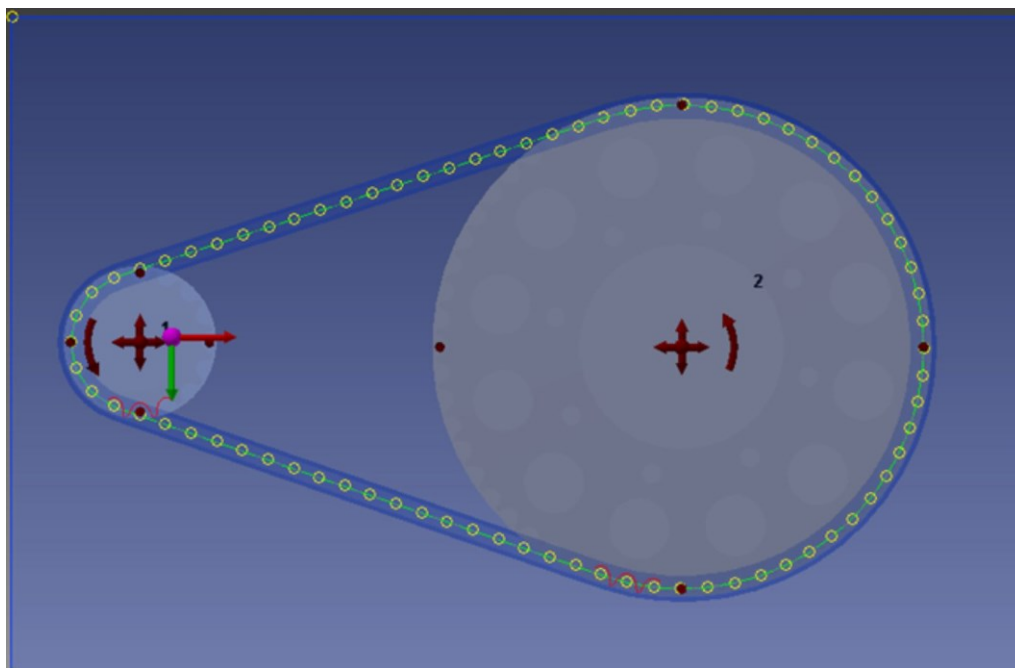
$$b_1 = 0,95 \cdot 6,350 = 6,033 \text{ [mm]} \quad (30.2)$$

### 4.4 Upevnění rozety

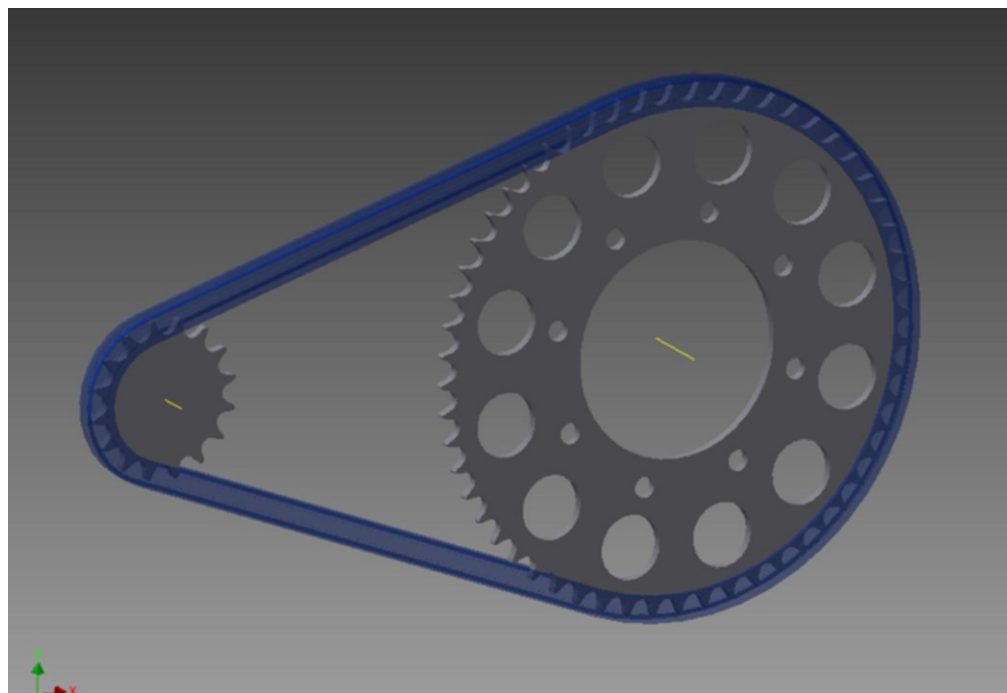
Upevnění rozety k diferenciálu bude pomocí příruby, která bude dále pomocí šroubů sešroubována s jednodílnou rozetou. Příruba bude zajišťovat přenos momentu mezi rozetou a skříní diferenciálu, na který bude nasazena a přišroubována. Nicméně upevnění diferenciálu a rozety už není požadavkem této práce. Na diferenciál, jeho návrh a upevnění je zpracovávána jiná diplomová práce.

#### 4.5 3D model rozety

3D model rozety včetně řetězu a pastorku jsem provedl ve studentské verzi programu Autodesk Inventor Profesionál 2014 pomocí funkce Design Accelerator. Dle vypočítaných rozměrů v předchozích bodech této práce. Po vymodelování 3D modelu jsem ještě rozetu odlehčil pomocí několika otvorů.



*Obrázek 27: Tvorba modelu sekundárního převodu*



*Obrázek 28: Tvorba modelu sekundárního převodu*

#### 4.6 Materiál rozety

Jako materiál pro výrobu ozubeného kola rozety byla zvolena hliníková slitina z důvodu nízké hmotnosti a dostatečné pevnosti a tvrdosti. Přesněji se použila duralová slitina s označením AlMgSi. Kolo rozety bude vyrobeno na zakázku.



*Obrázek 29: Materiály pro výrobu komponent zadního převodu [19]*

## 5 Zhodnocení a doporučení

Vzhledem k tomu, že se jedná o první stavěný prototyp, tak se teprve konstrukční tým formule student na naší škole učí a zjišťuje možnosti stavby formule. Z tohoto důvodu může mít stavěná formule několik nedostatků a méně vhodných konstrukčních řešení, kterým se budeme moci v budoucnu úplně vyhnout a případně zvolit jiné, lepší řešení. Tyto nedostatky se však projeví až po úplném dostavění a otestování formule.

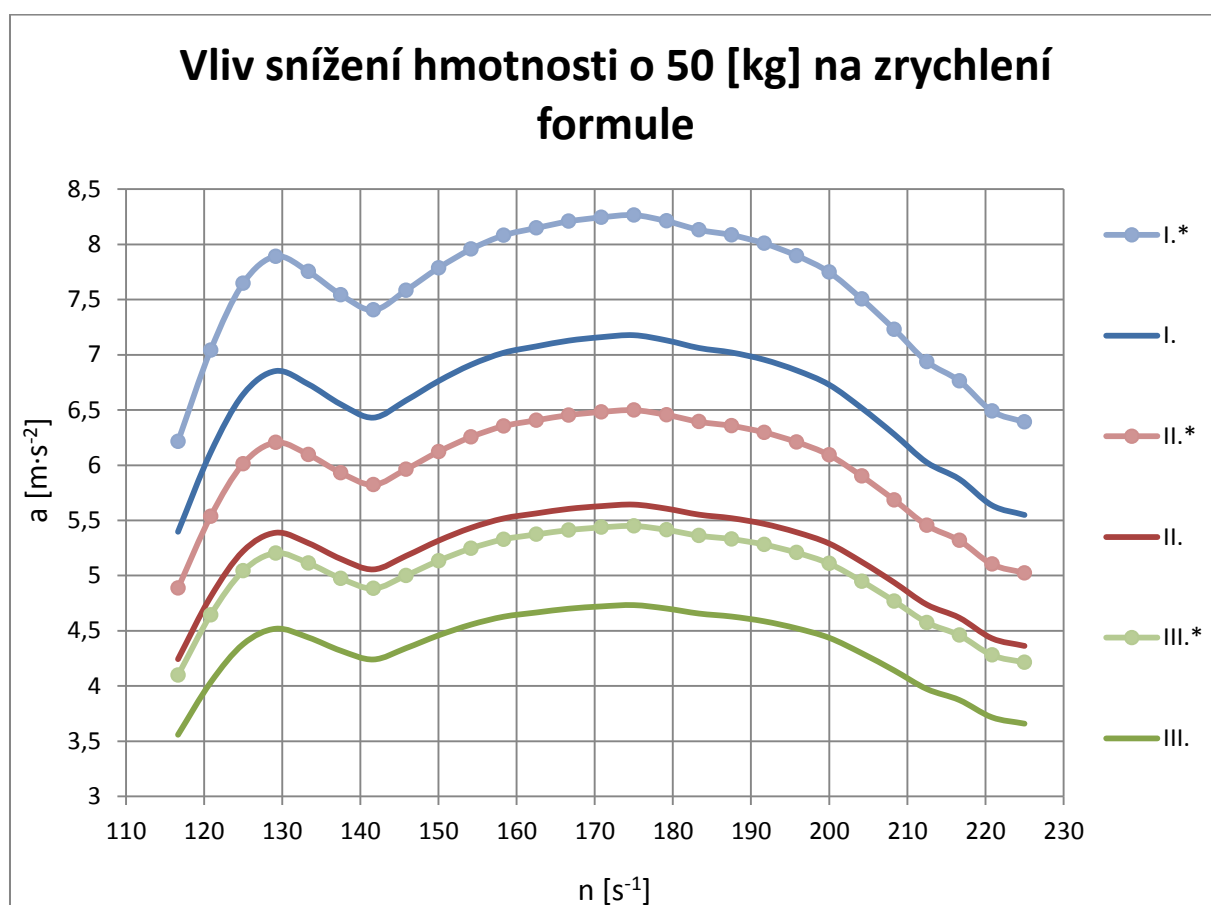
Největší slabinu však vidím v hodně vysoké hmotnosti námi konstruované formule, kdy se počítá s váhou kolem 380 [kg]. Vysoká hmotnost má nepříznivý vliv na dynamické vlastnosti formule a i když se většina soutěžních disciplín studentské soutěže Formule SAE nevěnuje rychlostnímu hodnocení, tak jsou mezi hodnocenými testy jízdních vlastností a vysoká váha bude mít špatný vliv právě na možnosti ovladatelnosti formule. S velkou hmotností své formule bojují například i na ČVUT v Praze, od doby jejich prvního prototypu Formule z roku 2009, který vážil 339 [kg] snížili hmotnost současného modelu číslo 5 na velice slušných 216 [kg], což činí rozdíl 123 [kg]. Nicméně takového rozdílu se jim podařilo dosáhnout po 4 letech stavění formulí a 5 postavených modelech.

Proto bych doporučil se u budoucího modelu formule stavěné na naší škole co nejvíce zaměřit na snížení hmotnosti. Při zachování stejných parametrů pohonu jako jsou převodové poměry, velikost kol apod. je možné snížením hmotnosti alespoň o 50 [kg] zvýšit hodnotu zrychlení na prvních třech převodových stupních, které se právě při závodech formule nejvíce používají. Vliv snížení hmotnosti o 50 [kg] na zrychlení formule pro první 3 převodové stupně jde vidět v následujícím grafu s označením obrázek 30: teoretický vliv snížení hmotnosti na zrychlení. Převodové stupně označené v legendě „\*“ jsou po snížení hmotnosti o 50 [kg]. V grafu jsou znázorněny křivkami se značkami. U další převodových stupňů je také zvýšení zrychlení patrné, nicméně pro přehlednost grafu jsem je tam už neuváděl.

Prvotní možností ke snížení hmotnosti je možná výměna standartního válečkového řetězu za řetěz s vyšší řady výrobce D. I. D, kde například řetěz s označením 520ERS2 z kategorie Exklusive Racing ER, má hmotnost na 100 článků sniženu z 1,42 [kg] na 1,15 [kg], je to sice kompenzováno nižší pevností v tahu (místo původních 29,8 [kN] má je 25,9 [kN]), avšak řetěz by měl stále dle výpočtů vyhovět ještě s dostatečnou mírou bezpečnosti. Nevýhodou tohoto

kroku by však byla nutnost výroby a výměny ozubených kol jak na výstupu z motoru, tak na diferenciálu – rozety a pastorku.

Další možné úpravy, kterými by bylo možné dosáhnout lepších dynamických vlastností je například zvýšení výkonu vlivem optimalizace sacího potrubí apod., avšak protože zatím nejsou známy a přesně odměřeny hodnoty výkonu současného prototypu, jsou tyto úpravy jen ryze návrhem do budoucnosti.



Obrázek 30: Teoretický vliv snížení hmotnosti na zrychlení

## 6 Závěr

V první kapitole jsem se věnoval krátkému představení projektu formule student a zmínil jsem soutěžní disciplíny včetně jejich hodnocení, při kterých se studentské formule utkávají. Následně jsem se pak věnoval shrnutí pravidel pro stavbu Formule SAE, především co se motoru a jeho nejdůležitějších částí týče.

V druhé kapitole jsem zmínil základní prvky pohonu a specifikoval použité části pro stavbu formule, které přímo souvisí s dynamikou a jsou potřeba pro pokračování k výpočtové části této práce.

Třetí část se nesla ve výpočtovém duchu, kdy jsem počítal rozměry kol, dosažitelných rychlostí, hnacích sil a hodnoty zrychlení formule. Z vypočtených hodnot jsem následně sestavil několik grafů, reprezentující průběhy hnacích sil na jednotlivých převodových stupních, zrychlení a závislosti otáček na rychlosti.

Poté co jsem měl hotovou hlavní výpočtovou část dynamiky, jsem přistoupil k tvorbě softwarového nástroje, pomocí kterého bude možnost výpočtu dynamických charakteristik a generování grafů jednodušší. Aplikaci jsem vytvořil v programu Microsoft Office Excel 2010, kde po zadání několika nutných vstupních hodnot se automaticky provedou veškeré výpočty a vygenerují grafy. Ve vytvořeném software jsem po jeho dokončení provedl několik zkušebních výpočtů pro ověření jeho chování a správné funkčnosti.

Po tvorbě softwarové aplikace následoval další bod této práce s názvem Specifikace stálého převodu, ve které jsem navrhoval sekundární převod pro pohon formule dle požadovaných parametrů. Po vypočítání potřebného převodového poměru jsem následně provedl kontrolní výpočet válečkového řetězu, kdy výpočtem bylo zjištěno, že daný řetěz bude pro pohon formule dostatečný a vyhověl jak statické tak dynamické kontrole.

Šestou částí byl návrh samotné rozety stálého převodu, který jsem provedl dle specifikací a rozměrů válečkového řetězu, který jsem vypočítal a zkontroloval v předchozím bodě. V tomto bodě jsem také provedl 3D model rozety v programu Autodesk Inventor Professional 2014.

Posledním bodem mé diplomové práce bylo zhodnocení a doporučení, kde jsem shrnul dynamické vlastnosti formule, vypočítané a navrhnuté části a doporučil, postup, kterým by se mohl v budoucnu ubírat druhý konstruovaný model studentské formule.

## 7 Seznam literatury

[1] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy I.* Bratislava: Alfa Bratislava, 1990, 213 s. ISBN 80-05-00392-7

[2] VLK, František. *Motorová vozidla. I.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1989, 224 s. ISBN 80-214-0038-2

[3] SVOBODA, Jiří. *Teorie dopravních prostředků* Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2000, 213 s. ISBN 80-01-01613-7

[4] Homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2\_4.pdf. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: [http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2\\_4.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf)

[5] Pneumatika – Wikipedie. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 9. 4. 2014 v 12:04 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Pneumatika>

[6] Aleš Slíva: Podpora vývoje studentské formule vzešla od studentů » PRUMYSL.cz. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.prumysl.cz/ales-sliva-podpora-vyvoje-studentske-formule-vzesla-od-studentu/>

[7] Students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014\_fsae\_rules.pdf. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: [http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014\\_fsae\\_rules.pdf](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf)

[8] Pretty Kewl FZ6 Engine Pics - Sportbikes.net. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.sportbikes.net/forums/fz6-fz6r/265942-pretty-kewl-fz6-engine-pics.html>

[9] YAMAHA FZ6 FZ 6 FAZER 2004 GEAR BOX GEARBOX SELECTORS | eBay. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.ebay.co.uk/itm/YAMAHA-FZ6-FZ-6-FAZER-2004-GEAR-BOX-GEARBOX-SELECTORS-/281174157647>

[10] FZ6-SS/FZ6-SSC, *Service manual*, Yamaha Motor Corporation, U. S. A., 1. vyd., November 2003, 432s

[11] 05 Yamaha FZ6 Complete Clutch Assembly Basket Plates Hub | eBay. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.ebay.com/itm/05-YAMAHA-FZ6-COMplete-OEM-CLUTCH-ASSEMBLY-BASKET-PLATES-HUB-/260892418446>

[12] Torsen - Cut-away view of Torsen T-1 University Special. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: [http://www.torsen.com/fsae/012000\\_picture.htm](http://www.torsen.com/fsae/012000_picture.htm)

[13] Sprocket nut washer, Is it this one? - Sportbikes.net. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.sportbikes.net/forums/fz6-fz6r/324926-sprocket-nut-washer-one.html>

[14] Www.philsracetires.com/pricesheets/hoosierroadslicks.pdf. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.philsracetires.com/pricesheets/hoosierroadslicks.pdf>

[15] D.I.D 1265114D Standard Chain 520 / 114 with Connecting Link: Amazon.co.uk: Car & Motorbike. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.amazon.co.uk/D-I-D-1265114D-Standard-Chain-Connecting/dp/B006WW2N6Y>

[16] D.I.D. Racing Chains & DirtStar® Rims. [online]. 2010 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <http://www.didchain.com/chainSpecs.html>

[17] Www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet\_valeckoveho\_retezu.pdf. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: [http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet\\_valeckoveho\\_retezu.pdf](http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf)

[18] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Praha: ALBRA, 2003. ISBN 80-86490-74-2

[19] Formula Student, VSB - TU Ostrava, Czech Republic. [online]. [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/photo.php?fbid=553262024792853&set=a.389463901172667.1073741826.387671931351864&type=1&theater>



## 8 Přílohy

### 8.1 Příloha č. 1 – výpočty parametrů formule pro jednotlivé rychlostní stupně

I. Rychlostní stupeň							
$n [s^{-1}]$	$M_k [Nm]$	$n [min^{-1}]$	$v [m \cdot s^{-1}]$	$v_{MAX} [km \cdot h^{-1}]$	$F_{k1} [N]$	$\delta [-]$	$a [m \cdot s^{-2}]$
116,7	43,1	7000	10,041	36,148	2798,400	1,3645	5,397
120,8	48,8	7250	10,400	37,439	3170,481		6,115
125,0	53,0	7500	10,758	38,730	3443,663		6,642
129,2	54,7	7750	11,117	40,021	3553,523		6,853
133,3	53,7	8000	11,475	41,312	3491,761		6,734
137,5	52,3	8250	11,834	42,603	3397,033		6,552
141,7	51,3	8500	12,193	43,894	3334,508		6,431
145,8	52,6	8750	12,551	45,185	3414,910		6,586
150,0	54,0	9000	12,910	46,476	3506,127		6,762
154,2	55,1	9250	13,268	47,767	3582,864		6,910
158,3	56,0	9500	13,627	49,058	3639,070		7,018
162,5	56,5	9750	13,986	50,349	3668,984		7,076
166,7	56,9	10000	14,344	51,639	3696,194		7,129
170,8	57,1	10250	14,703	52,930	3712,523		7,160
<b>175,0</b>	<b>57,3</b>	<b>10500</b>	<b>15,062</b>	<b>54,221</b>	<b>3721,731</b>		<b>7,178</b>
179,2	56,9	10750	15,420	55,512	3697,494		7,131
183,3	56,4	11000	15,779	56,803	3661,685		7,062
187,5	56,0	11250	16,137	58,094	3640,408		7,021
191,7	55,5	11500	16,496	59,385	3606,624		6,956
195,8	54,7	11750	16,855	60,676	3556,302		6,859
200,0	53,7	12000	17,213	61,967	3488,980		6,729
204,2	52,0	12250	17,572	63,258	3379,391		6,518
208,3	50,1	12500	17,930	64,549	3256,041		6,280
212,5	48,1	12750	18,289	65,840	3124,126		6,025
216,7	46,9	13000	18,648	67,131	3045,526		5,874
220,8	45,0	13250	19,006	68,422	2922,619		5,637
225,0	44,3	13500	19,365	69,713	2877,444		5,550

II. Rychlostní stupeň							
$n [s^{-1}]$	$M_k [Nm]$	$n [min^{-1}]$	$v [m \cdot s^{-1}]$	$v_{MAX} [km \cdot h^{-1}]$	$F_{k1} [N]$	$\delta [-]$	$a [m \cdot s^{-2}]$
116,7	43,1	7000	14,675	52,831	1914,695	1,1874	4,243
120,8	48,8	7250	15,199	54,718	2169,276		4,808
125,0	53,0	7500	15,724	56,605	2356,190		5,222
129,2	54,7	7750	16,248	58,492	2431,358		5,388
133,3	53,7	8000	16,772	60,378	2389,099		5,295
137,5	52,3	8250	17,296	62,265	2324,286		5,151
141,7	51,3	8500	17,820	64,152	2281,505		5,056
145,8	52,6	8750	18,344	66,039	2336,517		5,178
150,0	54,0	9000	18,868	67,926	2398,929		5,317
154,2	55,1	9250	19,392	69,813	2451,434		5,433
158,3	56,0	9500	19,917	71,699	2489,890		5,518
162,5	56,5	9750	20,441	73,586	2510,357		5,563
166,7	56,9	10000	20,965	75,473	2528,975		5,605
170,8	57,1	10250	21,489	77,360	2540,147		5,629
<b>175,0</b>	<b>57,3</b>	<b>10500</b>	<b>22,013</b>	<b>79,247</b>	<b>2546,448</b>		<b>5,643</b>
179,2	56,9	10750	22,537	81,134	2529,864		5,607
183,3	56,4	11000	23,061	83,020	2505,363		5,552
187,5	56,0	11250	23,585	84,907	2490,805		5,520
191,7	55,5	11500	24,109	86,794	2467,690		5,469
195,8	54,7	11750	24,634	88,681	2433,259		5,393
200,0	53,7	12000	25,158	90,568	2387,197		5,291
204,2	52,0	12250	25,682	92,455	2312,215		5,124
208,3	50,1	12500	26,206	94,341	2227,818		4,937
212,5	48,1	12750	26,730	96,228	2137,560		4,737
216,7	46,9	13000	27,254	98,115	2083,781		4,618
220,8	45,0	13250	27,778	100,002	1999,686		4,432
225,0	44,3	13500	28,302	101,889	1968,778		4,363

III. Rychlostní stupeň							
n [s <sup>-1</sup> ]	M <sub>k</sub> [Nm]	n [min <sup>-1</sup> ]	v [m·s <sup>-1</sup> ]	v <sub>MAX</sub> [km·h <sup>-1</sup> ]	F <sub>k1</sub> [N]	δ [–]	a [m·s <sup>-2</sup> ]
116,7	43,1	7000	18,372	66,138	1529,456	1,1310	3,559
120,8	48,8	7250	19,028	68,500	1732,815		4,032
125,0	53,0	7500	19,684	70,862	1882,122		4,379
129,2	54,7	7750	20,340	73,225	1942,166		4,519
133,3	53,7	8000	20,996	75,587	1908,410		4,440
137,5	52,3	8250	21,652	77,949	1856,637		4,320
141,7	51,3	8500	22,309	80,311	1822,464		4,240
145,8	52,6	8750	22,965	82,673	1866,407		4,343
150,0	54,0	9000	23,621	85,035	1916,262		4,459
154,2	55,1	9250	24,277	87,397	1958,202		4,556
158,3	56,0	9500	24,933	89,759	1988,921		4,628
162,5	56,5	9750	25,589	92,121	2005,270		4,666
166,7	56,9	10000	26,245	94,483	2020,142		4,700
170,8	57,1	10250	26,901	96,845	2029,066		4,721
<b>175,0</b>	<b>57,3</b>	<b>10500</b>	<b>27,558</b>	<b>99,207</b>	<b>2034,099</b>		<b>4,733</b>
179,2	56,9	10750	28,214	101,569	2020,852		4,702
183,3	56,4	11000	28,870	103,932	2001,281		4,656
187,5	56,0	11250	29,526	106,294	1989,652		4,629
191,7	55,5	11500	30,182	108,656	1971,188		4,586
195,8	54,7	11750	30,838	111,018	1943,685		4,522
200,0	53,7	12000	31,494	113,380	1906,890		4,437
204,2	52,0	12250	32,151	115,742	1846,995		4,297
208,3	50,1	12500	32,807	118,104	1779,578		4,141
212,5	48,1	12750	33,463	120,466	1707,480		3,973
216,7	46,9	13000	34,119	122,828	1664,522		3,873
220,8	45,0	13250	34,775	125,190	1597,347		3,717
225,0	44,3	13500	35,431	127,552	1572,657		3,659

IV. Rychlostní stupeň							
$n [s^{-1}]$	$M_k [Nm]$	$n [min^{-1}]$	$v [m \cdot s^{-1}]$	$v_{MAX} [km \cdot h^{-1}]$	$F_{k1} [N]$	$\delta [-]$	$a [m \cdot s^{-2}]$
116,7	43,1	7000	21,434	77,161	1310,962	1,1046	3,123
120,8	48,8	7250	22,199	79,917	1485,270		3,538
125,0	53,0	7500	22,965	82,673	1613,247		3,843
129,2	54,7	7750	23,730	85,429	1664,714		3,966
133,3	53,7	8000	24,496	88,184	1635,780		3,897
137,5	52,3	8250	25,261	90,940	1591,403		3,791
141,7	51,3	8500	26,027	93,696	1562,112		3,721
145,8	52,6	8750	26,792	96,452	1599,778		3,811
150,0	54,0	9000	27,558	99,207	1642,510		3,913
154,2	55,1	9250	28,323	101,963	1678,459		3,999
158,3	56,0	9500	29,089	104,719	1704,790		4,061
162,5	56,5	9750	29,854	107,475	1718,803		4,095
166,7	56,9	10000	30,620	110,230	1731,550		4,125
170,8	57,1	10250	31,385	112,986	1739,200		4,143
<b>175,0</b>	<b>57,3</b>	<b>10500</b>	<b>32,151</b>	<b>115,742</b>	<b>1743,514</b>		<b>4,154</b>
179,2	56,9	10750	32,916	118,498	1732,159		4,127
183,3	56,4	11000	33,682	121,253	1715,384		4,087
187,5	56,0	11250	34,447	124,009	1705,416		4,063
191,7	55,5	11500	35,213	126,765	1689,590		4,025
195,8	54,7	11750	35,978	129,521	1666,015		3,969
200,0	53,7	12000	36,743	132,277	1634,477		3,894
204,2	52,0	12250	37,509	135,032	1583,138		3,772
208,3	50,1	12500	38,274	137,788	1525,353		3,634
212,5	48,1	12750	39,040	140,544	1463,555		3,487
216,7	46,9	13000	39,805	143,300	1426,733		3,399
220,8	45,0	13250	40,571	146,055	1369,155		3,262
225,0	44,3	13500	41,336	148,811	1347,992		3,211

V. Rychlostní stupeň							
$n [s^{-1}]$	$M_k [Nm]$	$n [min^{-1}]$	$v [m \cdot s^{-1}]$	$v_{MAX} [km \cdot h^{-1}]$	$F_{k1} [N]$	$\delta [-]$	$a [m \cdot s^{-2}]$
116,7	43,1	7000	24,006	86,421	1170,502	1,0898	2,826
120,8	48,8	7250	24,863	89,507	1326,134		3,202
125,0	53,0	7500	25,720	92,594	1440,400		3,478
129,2	54,7	7750	26,578	95,680	1486,351		3,589
133,3	53,7	8000	27,435	98,766	1460,518		3,527
137,5	52,3	8250	28,292	101,853	1420,895		3,431
141,7	51,3	8500	29,150	104,939	1394,743		3,368
145,8	52,6	8750	30,007	108,026	1428,373		3,449
150,0	54,0	9000	30,865	111,112	1466,527		3,541
154,2	55,1	9250	31,722	114,199	1498,624		3,619
158,3	56,0	9500	32,579	117,285	1522,134		3,675
162,5	56,5	9750	33,437	120,372	1534,646		3,706
166,7	56,9	10000	34,294	123,458	1546,027		3,733
170,8	57,1	10250	35,151	126,545	1552,857		3,750
<b>175,0</b>	<b>57,3</b>	<b>10500</b>	<b>36,009</b>	<b>129,631</b>	<b>1556,709</b>		<b>3,759</b>
179,2	56,9	10750	36,866	132,717	1546,571		3,734
183,3	56,4	11000	37,723	135,804	1531,593		3,698
187,5	56,0	11250	38,581	138,890	1522,693		3,677
191,7	55,5	11500	39,438	141,977	1508,562		3,643
195,8	54,7	11750	40,295	145,063	1487,514		3,592
200,0	53,7	12000	41,153	148,150	1459,354		3,524
204,2	52,0	12250	42,010	151,236	1413,516		3,413
208,3	50,1	12500	42,867	154,323	1361,922		3,289
212,5	48,1	12750	43,725	157,409	1306,745		3,155
216,7	46,9	13000	44,582	160,496	1273,869		3,076
220,8	45,0	13250	45,439	163,582	1222,460		2,952
225,0	44,3	13500	46,297	166,668	1203,564		2,906

VI. Rychlostní stupeň							
$n [s^{-1}]$	$M_k [Nm]$	$n [min^{-1}]$	$v [m \cdot s^{-1}]$	$v_{MAX} [km \cdot h^{-1}]$	$F_{k1} [N]$	$\delta [-]$	$a [m \cdot s^{-2}]$
116,7	43,1	7000	26,380	94,968	1065,157	1,0798	2,596
120,8	48,8	7250	27,322	98,359	1206,782		2,941
125,0	53,0	7500	28,264	101,751	1310,764		3,194
129,2	54,7	7750	29,206	105,143	1352,580		3,296
133,3	53,7	8000	30,148	108,535	1329,071		3,239
137,5	52,3	8250	31,091	111,926	1293,015		3,151
141,7	51,3	8500	32,033	115,318	1269,216		3,093
145,8	52,6	8750	32,975	118,710	1299,819		3,168
150,0	54,0	9000	33,917	122,101	1334,539		3,252
154,2	55,1	9250	34,859	125,493	1363,748		3,324
158,3	56,0	9500	35,801	128,885	1385,142		3,376
162,5	56,5	9750	36,743	132,277	1396,528		3,403
166,7	56,9	10000	37,686	135,668	1406,885		3,429
170,8	57,1	10250	38,628	139,060	1413,100		3,444
<b>175,0</b>	<b>57,3</b>	<b>10500</b>	<b>39,570</b>	<b>142,452</b>	<b>1416,605</b>		<b>3,452</b>
179,2	56,9	10750	40,512	145,843	1407,379		3,430
183,3	56,4	11000	41,454	149,235	1393,749		3,397
187,5	56,0	11250	42,396	152,627	1385,651		3,377
191,7	55,5	11500	43,338	156,018	1372,792		3,346
195,8	54,7	11750	44,281	159,410	1353,638		3,299
200,0	53,7	12000	45,223	162,802	1328,013		3,236
204,2	52,0	12250	46,165	166,194	1286,300		3,135
208,3	50,1	12500	47,107	169,585	1239,349		3,020
212,5	48,1	12750	48,049	172,977	1189,138		2,898
216,7	46,9	13000	48,991	176,369	1159,220		2,825
220,8	45,0	13250	49,933	179,760	1112,438		2,711
225,0	44,3	13500	50,876	183,152	1095,243		2,669

## 8.2 Příloha č. 2 - Tabulka pro Pilový diagram

I.		II.		III.		IV.		V.		VI	
[min <sup>-1</sup> ]	[km·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[km·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[km·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[km·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[km·h <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[km·h <sup>-1</sup> ]
0	0,0	0	0,0	0	0,0	0	0,0	0	0,0	0	0,0
500	2,6	500	3,8	500	4,7	500	5,5	500	6,2	500	6,8
1000	5,2	1000	7,5	1000	9,4	1000	11,0	1000	12,3	1000	13,6
1500	7,7	1500	11,3	1500	14,2	1500	16,5	1500	18,5	1500	20,4
2000	10,3	2000	15,1	2000	18,9	2000	22,0	2000	24,7	2000	27,1
2500	12,9	2500	18,9	2500	23,6	2500	27,6	2500	30,9	2500	33,9
3000	15,5	3000	22,6	3000	28,3	3000	33,1	3000	37,0	3000	40,7
3500	18,1	3500	26,4	3500	33,1	3500	38,6	3500	43,2	3500	47,5
4000	20,7	4000	30,2	4000	37,8	4000	44,1	4000	49,4	4000	54,3
4500	23,2	4500	34,0	4500	42,5	4500	49,6	4500	55,6	4500	61,1
5000	25,8	5000	37,7	5000	47,2	5000	55,1	5000	61,7	5000	67,8
5500	28,4	5500	41,5	5500	52,0	5500	60,6	5500	67,9	5500	74,6
6000	31,0	6000	45,3	6000	56,7	6000	66,1	6000	74,1	6000	81,4
6500	33,6	6500	49,1	6500	61,4	6500	71,6	6500	80,2	6500	88,2
7000	36,1	7000	52,8	7000	66,1	7000	77,2	7000	86,4	7000	95,0
7500	38,7	7500	56,6	7500	70,9	7500	82,7	7500	92,6	7500	101,8
8000	41,3	8000	60,4	8000	75,6	8000	88,2	8000	98,8	8000	108,5
8500	43,9	8500	64,2	8500	80,3	8500	93,7	8500	104,9	8500	115,3
9000	46,5	9000	67,9	9000	85,0	9000	99,2	9000	111,1	9000	122,1
9500	49,1	9500	71,7	9500	89,8	9500	104,7	9500	117,3	9500	128,9
10000	51,6	10000	75,5	10000	94,5	10000	110,2	10000	123,5	10000	135,7
10500	54,2	10500	79,2	10500	99,2	10500	115,7	10500	129,6	10500	142,5
11000	56,8	11000	83,0	11000	103,9	11000	121,3	11000	135,8	11000	149,2
11500	59,4	11500	86,8	11500	108,7	11500	126,8	11500	142,0	11500	156,0
12000	62,0	12000	90,6	12000	113,4	12000	132,3	12000	148,1	12000	162,8
12500	64,5	12500	94,3	12500	118,1	12500	137,8	12500	154,3	12500	169,6
13000	67,1	13000	98,1	13000	122,8	13000	143,3	13000	160,5	13000	176,4
13500	69,7	13500	101,9	13500	127,6	13500	148,8	13500	166,7	13500	183,2